



OTOMOTİV SEKTÖRÜNDE YENİLİKÇİ ÜRÜN  
TASARIMI İÇİN YENİ NESİL BÜTÜNLEŞİK  
TEKNİKLERİN GELİŞTİRİLMESİ

Betül Sultan YILDIZ

Doktora Tezi

Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

Yrd. Doç. Dr. Hüseyin LEKESİZ

2016



**T.C.**  
**BURSA TEKNİK ÜNİVERSİTESİ**  
**FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

**OTOMOTİV SEKTÖRÜNDE YENİLİKÇİ ÜRÜN TASARIMI İÇİN YENİ  
NESİL BÜTÜNLEŞİK TEKNİKLERİN GELİŞTİRİLMESİ**

**DOKTORA TEZİ**

**Betül Sultan YILDIZ**

**Makine Mühendisliği Anabilim Dalı**

**BURSA**  
**Haziran 2016**

## DOKTORA TEZİ ONAY FORMU

“Betül Sultan YILDIZ” tarafından “Yrd. Doç. Dr. Hüseyin LEKESİZ” yönetiminde hazırlanan “OTOMOTİV SEKTÖRÜNDE YENİLİKÇİ ÜRÜN TASARIMI İÇİN YENİ NESİL BÜTÜNLEŞİK TEKNİKLERİN GELİŞTİRİLMESİ” başlıklı tez, kapsamı ve niteliği açısından incelenmiş ve **Doktora Tezi** olarak kabul edilmiştir.

### Sınav Jüri Üyeleri

Yrd. Doç. Dr. Hüseyin LEKESİZ .....  
(Bursa Teknik Üniversitesi, Makine Mühendisliği)

Doç. Dr. Hakan GÖKDAĞ .....  
(Bursa Teknik Üniversitesi, Makine Mühendisliği)

Doç. Dr. Hasan Basri KOÇER .....  
(Bursa Teknik Üniversitesi, Lif ve Polimer Mühendisliği)

Prof. Dr. Nurettin YAVUZ .....  
(Uludağ Üniversitesi, Makine Mühendisliği)

Doç. Dr. Rukiye ERTAN .....  
(Uludağ Üniversitesi, Otomotiv Mühendisliği)

Tez Savunma Tarihi: .././2016

Fen Bilimleri Enstitüsü Müdürü

Doç. Dr. Murat Ertuş .././2016 .....

## İNTİHAL BEYANI

Bu tezde görsel, işitsel ve yazılı biçimde sunulan tüm bilgi ve sonuçların akademik ve etik kurallara uyularak tarafımdan elde edildiğini, tez içinde yer alan ancak bu çalışmaya özgü olmayan tüm sonuç ve bilgileri tezde kaynak göstererek belgelediğimi, aksinin ortaya çıkması durumunda her türlü yasal sonucu kabul ettiğimi beyan ederim.

Öğrencinin Adı Soyadı: Betül Sultan YILDIZ

İmzası:

X

## TEŞEKKÜR

Bu tezin hazırlanması sürecinde yol gösteren, bilgi ve tecrübesi ile desteğini esirgemeyen tez danışmanım Yrd. Doç. Dr. Hüseyin LEKESİZ'e, tez çalışmalarım sırasında maddi ve manevi desteklerini hiçbir zaman esirgemeyen kıymetli aileme teşekkürü bir borç bilirim. Ayrıca bu çalışmayı 114M029 kodlu TÜBİTAK Projesi kapsamında maddi olarak destekleyen TÜBİTAK'a teşekkür ederim.

Betül Sultan YILDIZ



# İÇİNDEKİLER

	<u>sayfa no</u>
Dış Kapak	
İç Kapak	
Tez Sınav Sonuç Formu	
İntihal Beyanı	
Teşekkür	
İçindekiler	<i>vi</i>
Şekil Listesi	<i>viii</i>
Çizelge Listesi	<i>x</i>
Sembol Listesi	<i>xi</i>
Kısaltma Listesi	<i>xii</i>
Özet	<i>xiii</i>
Abstract	<i>xiv</i>
<b>1. GİRİŞ</b>	<b>1</b>
<b>2. LİTERATÜR ÖZETİ</b>	<b>3</b>
<b>3. YORULMA</b>	<b>8</b>
3.1. Yükleme Tipleri	8
3.2. Yorulma Ömrü Tahmin Yöntemleri	12
3.2.1. Gerinme – ömür ( $\epsilon$ -N) yöntemi	13
3.2.2. Kırılma mekaniği yöntemi	14
3.2.3. Gerilme - ömür (S-N) yöntemi	14
3.3. Yorulma Ömrünü Etkileyen Faktörler	18
3.3.1. Geometri ve tasarımın yorulma davranışına etkisi	19
3.3.2. Yüzey işlemleri ve artık gerilmenin yorulma davranışına etkisi	20
3.3.3. Parçanın mikro yapısının yorulma dayanımına etkisi	20
3.3.4. Korozyon ve sıcaklığın yorulma dayanımına etkisi	21
3.3.5. Ortalama gerilmenin S-N eğrisine etkisi	22
3.4. Birikimli Hasar Teorisi	24
3.5. Yağmur Damlası Çevrim Sayma Metodu	25
3.6. Taşıtlara Etki Eden Kuvvetler	26
3.7. Araçlarda Süspansiyon Sistemi ve Salıncak Kolu	27

<b>4. OPTİMİZASYON</b>	29
4.1. Analitik Optimizasyon Yöntemleri	31
4.2. Sayısal Çözüm Yöntemleri	34
4.3. Popülasyon Temelli Optimizasyon Yöntemleri	36
4.4. Meta Modelleme	38
4.4.1. Latin hiperküp örnekleme yöntemi	39
4.4.2. Radyal temelli fonksiyonlar (RBF)	42
4.5. Yüklü Sistem Arama Algoritması	45
4.6. Nelder-Mead Lokal Arama Metodu	53
<b>5. GELİŞTİRİLEN OPTİMİZASYON YÖNTEMİNİN TEST PROBLEMLERİNE UYGULANMASI</b>	57
5.1. Tek Amaçlı Test Problemi (g01)	57
5.2. Kaynaklı –Kiriş Optimizasyon Problemi	58
<b>6. GELİŞTİRİLEN OPTİMİZASYON YÖNTEMİNİN TAŞIT ELEMANLARININ OPTİMUM TASARIMINA UYGULANMASI</b>	62
6.1. Geliştirilen Yöntemin Temel Yapısı ve İşlem Adımları	62
6.2. Taşıt Parçasının Sonlu Elemanlar Analizi	65
6.2.1. Parçanın katı modelinin oluşturulması	65
6.2.2. Parçanın sonlu elemanlar ağ yapısı	66
6.2.3. Malzeme özellikleri	66
6.2.4. Sınır şartları ve diğer parametreler	67
6.2.5. Parçanın statik analizi	68
6.2.6. Parçanın yorulma analizi	69
6.3. Taşıt Parçasının Optimizasyonu	70
<b>7. SONUÇ VE ÖNERİLER</b>	79
<b>KAYNAKLAR</b>	80
<b>EKLER</b>	84
<b>ÖZGEÇMİŞ</b>	86

## ŞEKİL LİSTESİ

		<u>sayfa no</u>
Şekil 3.1	Tekrarlı yükleme	9
Şekil 3.2	Genel değişken yükleme	10
Şekil 3.3	Dalgalı değişken yükleme	11
Şekil 3.4	Çeşitli taşıt ve elemanlardaki düzensiz değişken yükleme biçimleri	12
Şekil 3.5	S-N eğrisinin elde edilişi	15
Şekil 3.6	Normalleştirilmiş S-N eğrisi	16
Şekil 3.7	Farklı malzemelere ait S-N eğrisi biçimleri	17
Şekil 3.8	Aynı gerilme genliği, farklı ortalama gerilmeler	22
Şekil 3.9	Farklı ortalama gerilme değeriyle bir malzemenin S-N grafiği	22
Şekil 3.10	Çeşitli ortalama gerilme etkisi yaklaşımlarının gerilme genliği-ön gerilme grafiği.	23
Şekil 3.11	Değişken yükleme durumunda ömür tayininde birikimli hasar teorisinin kullanımı	24
Şekil 3.12	Düzensiz yükleme durumu için yağmur damlası sayma metodu	26
Şekil 3.13	Otomobillerde kullanılan salıncak kolu ve çevre elemanları örnekler	27
Şekil 4.1	$x_1=x_2$ ve $x_1 \leq x_2$ kısıtlayıcıları için uygun bölge	30
Şekil 4.2	Sınırsız alan ve fonksiyon	32
Şekil 4.3	Sınırlı alan ve fonksiyon	32
Şekil 4.4	$x^*$ noktasında $f(x_1, x_2, x_3)$ için gradyant vektörü	33
Şekil 4.5	İteratif adımların kavramsal gösterimi	35
Şekil 4.6	Lokal ve global optimum noktaların grafiksel gösterimi	37
Şekil 4.7	Normal dağılıma sahip bir $x$ değişkenin olasılık yoğunluk fonksiyonu	40
Şekil 4.8	Normal dağılıma sahip bir $x$ değişkeninin LHÖ yöntemi uygulanırken eşit alanlı parçalara ayrılması	41
Şekil 4.9	LHÖ örneği: $x_1$ ve $x_2$ değişkenlerinin 5 aralıkta rastgele katmanlı örnekleme	42
Şekil 4.10	Yüklü bir kürede elektriksel alan $E_{ij}'$ nin $r_{ij}'$ ye göre değişimi	46
Şekil 4.11	YP'ye etki eden net kuvvetin hesabı	48
Şekil 4.12	YP'nin yeni pozisyonuna kareketi	49
Şekil 4.13	YSA algoritmasının akış şeması	52
Şekil 4.14	Yansıma ve genişleme adımlarından sonra Nelder-Mead simpleksleri	55
Şekil 4.15	Dış küçülme, iç küçülme ve büzülmeden sonra Nelder-Mead simpleksleri	56
Şekil 5.1	Kaynaklı giriş problemi	58
Şekil 6.1	Taşıt parçalarının geliştirilen yöntem ile optimum tasarımı süreci	64
Şekil 6.2	Modellenen salıncak kolu parçası	65
Şekil 6.3	Salıncak kolunun çözümleme modeli mesh yapısı	66
Şekil 6.4	Salıncak koluna ait sınır şartlarının model üzerinde	68



	gösterimi	
Şekil 6.5	Yapılan analiz sonucu salıncak kolunda oluşan eşdeğer gerilme	69
Şekil 6.6	Salıncak kolu toplam deformasyon analizi sonucu	69
Şekil 6.7	Yorulma analizi sonucu elde edilen maksimum ve minimum ömür değerleri	71
Şekil 6.8	Salıncak kolu tasarım değişkenleri	72
Şekil 6.9	Salıncak kolu başlangıç modelinin yorulma analizi	73
Şekil 6.10	Salıncak kolu alt değişken değerlerine ait modelin yorulma analizi	73
Şekil 6.11	Salıncak kolu üst değişken değerlerine ait modelin yorulma analizi	74



## ÇİZELGE LİSTESİ

		<u>sayfa no</u>
Çizelge 3.1	Sayılan çevrimlerin aralık ve ortalama gerilme değerleri	26
Çizelge 5.1	Birinci test problemi (g01) için en iyi sonuçlar	58
Çizelge 5.2	Kaynaklı kiriş tasarım problemi optimizasyonunda kullanılan farklı metodların sonuçları	60
Çizelge 5.3	Kaynaklı kiriş problemi çözümünde kullanılan farklı metodlara ait istatistiksel sonuçlar	61
Çizelge 6.1	Yapı çeliği malzemesinin temel malzeme özellikleri	67
Çizelge 6.2	Parçaya etkiyen kuvvet dağılımı	67
Çizelge 6.3	Salıncak koluna ait tasarım değişkenleri başlangıç, alt ve üst sınır değerleri	72
Çizelge 6.4	Salıncak kolu problemi alt, üst ve başlangıç değerlerine ait analiz çıktıları	74
Çizelge 6.5	Salıncak kolu problemi için elde edilen gerilme, ömür ve ağırlık değerleri	75
Çizelge 7.1	Salıncak kolu gerilme tabanlı optimizasyon problemi çıktıları	78
Çizelge 7.2	Salıncak kolu yorulma tabanlı optimizasyon problemi çıktıları	78

## SEMBOL LİSTESİ

<b>Simgeler</b>	<b>Açıklama</b>
$\sigma_{\max}$	Maksimum gerilme
$\sigma_{\min}$	Minimum gerilme
$\sigma_m$	Ortalama gerilme
$\Delta\sigma$	Gerilme aralığı
$\sigma_a$	Gerilme genliği
R	Gerilme oranı
A	Genlik oranı
$\mu$	Ortalama değer
$\sigma^2$	Varyans
$\lambda_i$	Ağırlık katsayısı
$r_{ij}$	İki yüklü parçacık arası ayrılma mesafesi
$k_e$	Coulomb sabiti
$q_i$	Yük miktarı
$E_{ij}$	Elektriksel alan
$X_i$	Aday sonuç
$\text{fit}(i)$	Amaç fonksiyonu değeri
$X_{\text{best}}$	En iyi etken
$X_{\text{worst}}$	En kötü etken
$\text{Fit}_{\text{best}}$	En iyi etkenin uygunluk değeri
$\text{Fit}_{\text{worst}}$	En kötü etkenin uygunluk değeri
$F_j$	j. parçacığa etki eden net kuvvet
$\varepsilon$	Tekillik problemlerini ortadan kaldırmak için kullanılan küçük bir pozitif sayı
$p_{ij}$	Her bir yüklü parçacığın diğerlerine doğru hareket etmesi olasılığı
$k_a$	İvme katsayısı
$k_v$	Hız katsayısı
$\rho$	Yansıma katsayısı
$\chi$	Genişleme
$\gamma$	Daralma
$\sigma$	Büzülme

## KISALTMA LİSTESİ

<b>Kısaltmalar</b>	<b>Açıklama</b>
BDF	Birikimli dağılım fonksiyonu
LHÖ	Latin hiperküp örnekleme
OYF	Olasılık yoğunluk fonksiyonu
RSM	Response surface method-Cevap yüzeyi metodu
RBF	Radial basis functions- Radyal temelli fonksiyonlar
YSA	Yüklü arama sistemi
YP	Yüklü parçacık
YH	Yük hafızası



## ÖZET

# OTOMOTİV SEKTÖRÜNDE YENİLİKÇİ ÜRÜN TASARIMI İÇİN YENİ NESİL BÜTÜNLEŞİK TEKNİKLERİN GELİŞTİRİLMESİ

**Betül Sultan YILDIZ**

Bursa Teknik Üniversitesi

Fen Bilimleri Enstitüsü

Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

Doktora Tezi

Yrd. Doç. Dr. Hüseyin LEKESİZ

Haziran 2016, 86 sayfa

Bu tez çalışmasında yorulma davranışı göz önünde bulundurularak salıncak kolu tasarım optimizasyonu gerçekleştirilmiştir. Mevcut salıncak kolu parçasına göre daha hafif ve çalışma şartlarındaki gereksinimleri karşılayacak yorulma ömrüne sahip yeni bir salıncak kolunun optimum tasarım sürecinde optimizasyonu yapılacak salıncak kolunun üç boyutlu başlangıç tasarım modeli oluşturulmuştur. Tez kapsamında salıncak kolu optimizasyon probleminin matematiksel modelini oluşturmak için Latin Hiperküüp örnekleme yönteminden yararlanılmış, Radyal temelli fonksiyonlar kullanılarak optimizasyon çalışmasında kullanılan amaç ve kısıt fonksiyonları elde edilmiştir. Bu çalışmada literatürde son zamanlarda yer bulan yüklü sistem arama algoritmasına Nelder Mead lokal arama metodunun entegre edilip iyileştirilmesiyle geliştirilen melez bir algoritma kullanılmıştır. Ortaya konan bu melez yapının taşıt süspansiyon sisteminin parçası olan salıncak kolunun tasarım optimizasyonu problemine uygulanması ile de bulunan algoritmanın test edilmesi ve gerçekliğinin kanıtlanabilmesi amaçlanmıştır. Bu optimizasyon çalışması ile başlangıçtaki salıncak kolu modeline nazaran daha hafif fakat çalışma şartları göz önünde bulundurularak belirtilen asgari yorulma ömrü çevrim sayısını yakalayabilen yeni bir salıncak kolu modeli ortaya konulmuştur. Böylece geliştirilen melez yüklü sistem arama ve Nelder-Mead lokal arama metodu literatürde ilk defa bir taşıt parçasının optimizasyonunda kullanılmıştır.

**Anahtar sözcükler:** Hafif tasarım, Lokal arama, Optimum tasarım

## **ABSTRACT**

# **DEVELOPMENT OF NEW GENERATION HYBRID TECHNIQUES FOR INNOVATIVE PRODUCT DESIGN IN AUTOMOTIVE INDUSTRY**

**Betül Sultan YILDIZ**

Bursa Technical University  
Graduate School of Natural and Applied Sciences  
Department of Mechanical Engineering Program

PHD Thesis

Ass. Prof. Dr. Hüseyin LEKESİZ

June 2016, 86 pages

In this dissertation, design optimization of an automotive suspension arm taken from automotive industry is carried out considering the fatigue behavior of the component. Examination of the fatigue behaviour of the component is important due to the function of suspension system. Firstly, an initial 3-D design is developed. Fatigue analysis of the initial model is carried out in ANSYS Workbench. Latin hypercube sampling method and radial basis function method are used for obtaining objective and constraint functions respectively. In this dissertation, a novel optimization method based on charged system search optimization algorithm and Nelder- Mead local search algorithm is developed. The developed new hybrid optimization method is used to solve engineering test problems taken from the literature and to optimize the automotive suspension arm. The optimum suspension arm model is lighter as initial design considering fatigue life constraints. The results of the single-objective benchmark problems taken from the literature and the case study for optimum design of the automotive suspension arm have demonstrated the superiority of the developed hybrid optimization method over pure charged system search and the other optimization techniques that are representative of the state-of-the-art in the evolutionary optimization literature in terms of solution quality and convergence rates to the global optimum.

**Keywords:** Lightweight design, Local Search, Optimum Design

## 1. GİRİŞ

Mühendislikte tasarımın iyi yapılması, bir makine ya da aracın çalışma ömrü boyunca parçalarının işlevlerini beklenen ölçüde yerine getirmesini sağlar. Tasarlanan parçanın beklenen işlevi yerine getirmesiyle birlikte ayrıca maliyetinin de düşük olması günümüz rekabet şartlarında diğer endüstri dallarında olduğu gibi otomotiv endüstrisi için de oldukça önem arzeder. Üretilen nihai parçanın mümkün olduğu kadar kendi özelliklerine yakın tasarlanması zorunludur. Belirli bir yük altında emniyetli çalışan bir eleman ya da parçanın daha fazla yükü taşıyacak şartlara göre tasarlanması ihtiyacı karşılmasıyla birlikte maliyeti artırması yönüyle gereksizdir. Mühendislik tasarımı ne maliyeti artıracak biçimde aşırı emniyetli ne de daha düşük maliyetle üretilecek şekilde emniyetsiz yapılmalı, göz önünde bulundurulmuş tüm faktörler açısından optimize edilmelidir.

Makine ve taşıt parçalarının üretim maliyetinin büyük bir kısmı ar-ge çalışmaları kapsamında tasarım aşamasında belirlenmektedir. Burada da bu aşamada bilgisayar desteği, analiz ve simülasyon programlarının ne denli önemi olduğu görülmektedir. Günümüzde çok geniş alanlar için modülleri bulunan bilgisayar destekli sistem ve paket programlar sayesinde dakikalarla ifade edilen zaman içerisinde analiz ve optimizasyon yapılarak tasarım aşamasında hem zaman kazancı sağlanmış hem de işgücü kaybı azalmış olur. Deneysel verilerle uygunluk göstermesi halinde bilgisayar destekli sayısal analiz yöntemleri, mühendislik tasarımındaki çeşitli uygulamaları zor ve maliyetli deneysel çalışmalar için çok iyi bir alternatiftir. Özellikle otomotiv endüstrisi ar-ge çalışmalarının bu platformlarda gerçekleştirilmesi ile parça tasarım, yakıt tüketim, yorulma gibi konularda kısa sürede daha gerçekçi veriler elde edilerek zaman kazancı ve ayrılan bütçenin azaltılması mümkün olmaktadır.

Taşıt parçalarının tasarım aşamasında yorulma davranışı dikkate alınarak geliştirilmesi önem arz etmektedir zira araç süspansiyonu, araç gövdesi vb. konstrüksiyonlarda meydana gelen hasarın çok büyük bir bölümü metal yorulmasından kaynaklanmaktadır. Yorulma kırılmalarının büyük çoğunluğu da malzeme hatalarından dolayı değil, şekil ve yüzey etkilerinden, aşırı yükleme, montaj hataları, yetersiz bakım vb. nedenlerle ortaya çıkmaktadır. Bu tür yapılarda uygun olmayan tasarımlarda dinamik yüklemelerin yorulma hasarına yol açtığı gözlemlenmiştir.

Bu tez çalışmasında bir taşıt elemanın üç boyutlu modeli oluşturularak Ansys Workbench programında statik gerilme ve yorulma analizleri gerçekleştirilmiştir. Başlangıçtaki taşıt parçasına ait analiz verileri dikkate alınıp matematiksel model oluşturularak optimizasyonu gerçekleştirilmiştir. Bu tez çalışması ile literatürde var olmayan yeni bir melez optimizasyon algoritması geliştirilmiştir. Literatürde son zamanlarda yer bulan yüklü sistem arama (YSA) algoritmasının performansı Nelder-Mead lokal arama metodunun entegre edilip iyileştirilmesiyle melez bir algoritma geliştirilmiştir. Ortaya konan bu melez yapının taşıt parçasının tasarım optimizasyonu problemine uygulanması ile de bulunan algoritmanın test edilmesi ve gerçekliğinin kanıtlanabilmesi amaçlanmıştır.





## 2. LİTERATÜR ÖZETİ

Taşıtlarda yer alan parçaların yorulma davranışı üzerine literatürde birçok çalışma yer almıştır. Taylor ve arkadaşları [1] kritik mesafe metodunu kullanarak elemanda oluşabilecek yorulma kırılmalarının yerlerinin tespiti üzerine çalışmışlardır. Ticari yazılımların yorulma ömrünü tespit ederken her zaman doğru kırılma bölgesinin tespiti ve gerilme konsantrasyonlarının etkilerini göz önüne alamayabileceğini belirtmiştir. Çalışmasında bu durumu otomotiv süspansiyon elemanın analizinde göstermiştir. Kritik mesafe yaklaşımı ile başarılı bir öngörü ve daha doğru bir yorulma ömrü tahmini elde etmiştir.

Ertaş ve arkadaşları [2] metal plakalarla çalışılan otomotiv ve çoğu endüstriyel parça birleştirme işleminde sıklıkla kullanılan punto kaynaklarının değişken yükler altındaki yorulma kırılmalarını incelemişlerdir. Parçaların çoğunlukla en mukavemetsiz yeri bu kaynak noktaları olduğu için buradaki yorulma mukavemeti geometrik değişikliklerle artırılabilir. Bu çalışmada maksimum yorulma ömrünü elde etmede kaynağın optimum yerleşimi ve uzunluğu için bir Nelder-Mead arama algoritması kullanılarak bir metodoloji öne sürülmüştür.

Kutlak ve Uygur [3] çalışmalarında bir ticari araca ait sac malzemedeki yapılmış salıncak kolunun yorulma analizini ANSYS ve nCODE programında gerçekleştirmişlerdir. Modellenen salıncak kolunun burç kısımlarının malzemesi kauçuk, gövde kısmı için St37 sac malzeme kullanılmış, metod olarak gerilme-ömür yaklaşımı kullanılmıştır. Analiz sonucu en fazla hasarın rotül bağlantı deliklerinin etrafında olduğu gözlemlenmiştir. Sac salıncakın kırılma noktası ömür testi makinesinde kırılan salıncak ile karşılaştırılmış ve aynı noktadan sacın yorulması kırıldığı gözlemlenmiştir. Bu çalışma ile sacın yırtılmasının meydana geleceği noktayı belirleyen bir model oluşturulmuştur.

Chan Lee ve Ick Lee [4] çalışmalarında alüminyum salıncak kolu tasarımındaki optimizasyon tasarım metodolojisini ve tasarım aşamalarını incelemişlerdir. Öncelikle topoloji optimizasyonu ile en uygun dış profil ve destek yapıları elde edilip, daha sonra yapısal rijitlik ve dayanım için şekil optimizasyonu ile tasarımı oluşturmuşlardır.

Al-Asady ve arkadaşları [5] çalışmalarında bir alt salıncak kolunun yorulma dayanımı incelemiştir. Lineer statik şartlar altında gerçekleştirdikleri sonlu elemanlar analizlerini değişik mesh yoğunluklarıyla tekrarlamışlardır. Salıncak kollarının yorulma davranışlarını imalat yöntemlerine göre karşılaştırıp dövme yöntemi ile imal edilen parçanın döküm yöntemiyle imal edilmiş salıncak koluna nazaran yorulma dayanımının daha iyi olduğu sonucuna varmışlardır.

Murali ve arkadaşları [6] ise bir taşıtın salıncak tasarımı iyileştirmesi üzerine yaptıkları çalışmada ele aldıkları modelin sonlu eleman analizlerini gerçekleştirerek farklı tasarımlar önermişlerdir. 5 farklı yükleme durumu için statik analizler yapılarak parçadaki gerilme dağılımına göre dayanıklı ve dayanıksız bölgeler tespit edilmiştir. Parçadaki dayanıklı bölgelerdeki malzemeleri azaltarak önerdikleri yeni tasarım ile salıncak kolunun ağırlığı %15, maksimum gerilme değeri ise % 29 azalmıştır. Yine Murali ve arkadaşları [7] farklı bir çalışmada farklı bir salıncak kolunda bu sefer parça kesitinde değişiklikler yaparak farklı bir tasarım önermişlerdir. Kesitini değiştirerek önerdikleri yeni tasarım ile parça ağırlığı % 24, maksimum gerilme değeri ise % 30 azalmıştır.

Ellwood ve arkadaşları [8] yüksek dayanımlı çelikten üretilen salıncak kolunun yorulma özelliklerini değerlendirmişlerdir. Ayrıca, kaynak vb. yöntemlerle birleştirilen parçaların yorulma ömürlerindeki değişim ve gerilme yığılmasının olduğu bölgelerdeki değişimleri çalışmalarında incelemiştir. En uygun malzeme kullanımı, tasarım ve üretim metodunun elde edilmesi için, elemanın kullanım şartları altında test edilmesi ihtiyacına değinilmiştir.

Nadot ve Denier [9] çalışmalarında döküm metoduyla üretilen salıncak kolunun yüzey pürüzlülüklerinin yorulma dayanımına etkisini deneysel olarak incelemiştir. Çalışmalarında çok eksenli yorulma kriterini göz önüne almışlardır.

Rahman ve arkadaşları [10] gerilme-ömür yaklaşımını kullanarak bir alt süspansiyon kolunun yorulma davranışını incelemiştir. Çalışmalarında yorulma ömrü, kritik yerleşimini tahmin etmeyi ve parça için uygun malzemeyi seçmeyi amaçlamışlardır. Yorulma analizini sonlu elemanlar tabanlı Solidworks programında gerilme-ömür yaklaşımını kullanarak değişken genlikli yükleme altında gerçekleştirmişlerdir. Seçilen üç farklı değişken yükleme biçimiyle yapılan analizler sonucunda SAETRN

(standart transmision-pozitif ortalama gerilme) yüklemesi altında Smith-Watson-Topper ortalama gerilme metodunun en konzervatif yöntem olduğu, SAESUS( standart süspansiyon-negatif ortalama gerilme) yüklemesi altında yapılan yorulma analizinde ise diğer yükleme biçimleriyle yapılan yorulma analizi sonucu elde edilen ömür değerlerinden daha yüksek ömür değerleri vermiştir. Malzeme optimizasyonu sonucunda ise 2000-3000-5000-6000-7000 alüminyum alaşımları serileri değerlendirilmiş 7075-T6 alaşımı SAETRN yüklemesi altında en yüksek yorulma ömür değerini vermiştir.

Bu tez çalışması ile literatürde var olmayan yeni bir melez optimizasyon algoritması geliştirilmiştir. Literatürde son zamanlarda yer bulan YSA algoritmasının performansı Nelder-Mead lokal arama metodunun entegre edilip iyileştirilmesiyle melez bir algoritma geliştirilmiştir. Ortaya konan bu melez yapının taşıt parçalarının tasarım optimizasyonu problemine uygulanması ile de bulunan algoritmanın test edilmesi ve gerçekliğinin kanıtlanabilmesi amaçlanmıştır.

Kaveh ve ark. [11-13] tarafından yapılan çalışmalarda, çekme yayı (tension spring), kaynaklı kiriş (welded beam), basınçlı kap (pressure vessel), kiriş yapı (truss structure) tasarım optimizasyon problemleri gibi literatürde yeni geliştirilen optimizasyon algoritmalarının etkinliğinin tespitinde ve kanıtlanmasında en yaygın şekilde kullanılan benchmark(test) problemlerine ait karşılaştırmalı tablolar ile ülkemiz araştırmacıları tarafından yapılan farklı bir alandaki uygulama sonuçlarına [14] ait karşılaştırmalı tablolar incelendiğinde, yüklü sistem arama algoritması ile elde edilen sonuçların literatürdeki mevcut yöntemlere göre (parçacık sürüsü optimizasyon algoritması (particle swarm optimization algorithm), genetik algoritmalar(genetic algorithm), karınca koloni algoritması (ant colony algorithm), armoni arama algoritması (harmony search algorithm), benzetim tavlama algoritması (simulated annealing algorithm), evrimsel stratejiler (evolution strategies) ve tabu arama algoritmasına göre (tabu search algorithm) şu ana kadar bulunan en optimum değerleri verdiği, global optimum noktaya ulaşmadaki performansının yüksekliliği, kısa zamanda global optimum noktaya yakınsayabilmesi ve standart sapmaların literatürdeki en düşük değerleri vermesi gibi avantajları olduğu grlmştir.

Kaveh ve Talatahari [11] çalışmasında YSA algoritmasının etkinliğini ve diğer metasezgisel algoritmalara nazaran bu algoritmanın üstünlüklerini kanıtlamak için çerçeve yapılarının tasarımı problemine uygulamıştır. Karınca kolonisi, Parçacık sürüsü ve Harmoni arama algoritması gibi diğer yöntemlerle kıyaslandığında en iyi sonucu daha az iterasyonda bularak diğer çalışma alanlarına başarıyla uygulanabileceği öngörüsünde bulunmuşlardır.

Özyön ve arkadaşları [14] sistemdeki mevcut yükün minimum maliyetle üretim birimleri tarafından karşılanabilmesi olarak bilinen ve çok amaçlı bir optimizasyon problemi olan çevresel ekonomik güç dağıtımını problemini tek amaçlı optimizasyon problemine dönüştürüp YSA algoritmasıyla optimize etmişlerdir. Elde ettikleri sonuçlar ile YSA algoritmasının literatürdeki diğer metodlara göre en iyi sonucu elde etmede başarısının yüksek olduğunu ve çok fazla kısıt içeren gerçek problemlerde avantajlı olduğunu göstermişlerdir.

Talatahari ve arkadaşları [15] çalışmasında taş yapıları güçlendirme amaçlı kullanılan ağırlık istinat duvarlarının optimum tasarımı üzerine çalışmışlardır. Malzeme maliyeti veya hacminin minimizasyonu için kullanılan YSA algoritması parçacık sürüsü optimizasyonu ve big bang algoritmasına kıyasla daha iyi sonuçlar vermiştir.

Kaveh ve arkadaşları [16] YSA algoritmasını şehirlerin su ihtiyacını karşılamak, drenaj ve su baskınlarını önlemek için inşa edilen kompozit açık kanalların İnşaat maliyetlerini azaltmak için bu kanalların bölümlerininin tasarım optimizasyonu probleminde kullanmışlardır. Optimum tasarımı yakalamak için modellere uygulanan YSA algoritmasının genetik algoritma ve karınca kolonisi algoritmasıyla kıyaslandığında bu problemin optimizasyonunda üstünlüklere sahip olduğu sonucuna varmışlardır.

Yine buna benzer bir alanda Sheikholeslami ve arkadaşları [17] YSA algoritmasını kentlerin yapım ve bakım maliyetlerinin oldukça yüksek olduğu kompleks su dağıtım sistemlerinin bileşeni olan boru hatlarının maliyet minimizasyonu problemine uygulanmıştır. Basınç ve debinin kısıt fonksiyonları olduğu bu optimizasyon problemine YSA algoritmasının uygulanmasıyla elde edilen sonuçlara karınca

kolonisi algoritması, genetik algoritma, parçacık sürüsü algoritması, harmoni arama algoritmasıyla kıyaslandığında daha az iterasyonla daha kısa zamanda ulaşılmıştır. Kaveh ve Shokohi [18] YSA algoritmasını atalet momentini artırarak yüksek mukavemet ve rijitlik sağlaması amacıyla imal edilen petek kirişlerin tasarımı problemine uygulamışlardır. Amaç fonksiyonu maliyetin minimizasyonu olan bu problemde YSA algoritmasının etkinliği kanıtlanmıştır.

Yukarıda bahsedilen çalışmalarda görüldüğü üzere YSA algoritması çok çeşitli alanlarda uygulama bulabilmektedir. Bu tez çalışmasıyla YSA algoritması literatürde ilk defa taşıt parçalarının yapısal tasarım optimizasyonu problemine uygulanmıştır. Optimizasyonu yapılan taşıt parçasının optimizasyonunda yorulma davranışı göz önünde bulundurulmuştur.

### **3. YORULMA**

Yorulma, dinamik veya değişken gerilmelere maruz kalan köprü, uçak, binek araçlar ve makine parçaları gibi yapılarda oluşan bir hasar şeklidir. Tekrarlı yüklerin etkisi altında malzemelerin içyapısında oluşan değişiklik, yıpranma ve bozunmalara yorulma denilmektedir. Dinamik yüklerin oluşturduğu gerilmenin şiddeti statik akma ve çekme sınırının oldukça altında olsa bile yük tekrarından dolayı malzemenin yorulma hasarına uğraması mümkündür. Yorulma teriminin kullanılmasının sebebi bu tür bir hasarın genellikle uzun bir süre boyunca tekrarlanan gerilme ya da şekil değişimi neticesinde oluşmasıdır. Yorulma olayı malzemede elastik limitin altındaki gerilmelerde önemli bir plastik şekil değişimi yapmadan ve belirti göstermeden ani olarak gerçekleşmesi nedeniyle tehlikelidir.

Yorulma kırılmalarının büyük çoğunluğu şekil ve yüzey etkileri, aşırı yükleme, montaj hataları, yetersiz bakım gibi sebeplerden ortaya çıkmaktadır. Bu tür yapılarda uygun olmayan tasarımlarda dinamik yüklemelerin yorulma hasarına yol açtığı gözlemlenmiştir. Yorulma ile ilgili olarak çok sayıda yorulma deneyi ve değişik hesaplama yöntemleri yayınlanmıştır. Bu teorik yöntemlerde sorunun matematiksel çözümü için kullanılan malzemenin özelliklerinin ve mekanik davranışının detaylı bir şekilde bilinip analiz edilmesi gerekmektedir. Ancak yorulmaya neden olan faktörler fazla ve karışiktır ve de çoğu zaman sebebi bilinmemektedir.

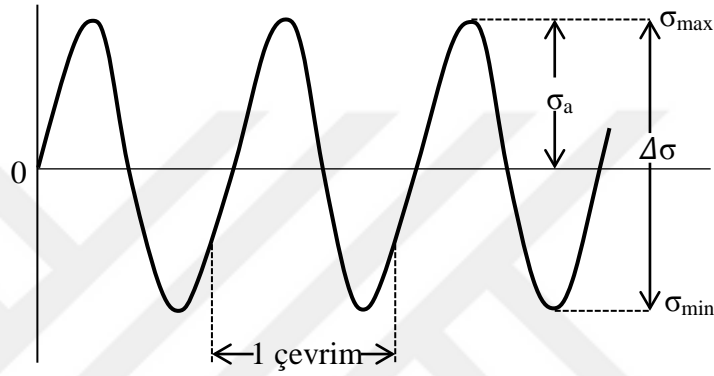
#### **3.1. Yükleme Tipleri**

Bir makine elemanı görevini yaparken karşılaşılabileceği yük tipleri statik ve dinamik yüklerdir. Statik yükler, şiddeti, doğrultusu, yönü ve uygulama noktası zamana göre sabit olan yük veya kuvvetler olup bunlara maruz kalan elemanların kesitlerinde statik gerilmeler oluşur. Makine elemanlarının hareket ileten ve değiştiren parçalar olduğu için statik yükleme hali nadiren görülür. Makine elemanlarının en rahat karşılayabildikleri yükler statik yüklerdir ve bu yüklerden kaynaklanan gerilmeleri hesaplamak daha kolaydır. Statik gerilme, elemanın dayanabileceği sınırı aşarsa kopma veya kırılma gerçekleşir. Buna ayrılma kırılması denir.

Dinamik yükler, kuvvetin karakterini belirleyen unsurlardan bir ya birkaçının zamanla değişmesi durumunda ortaya çıkan yük tipidir. Bu yükler altında çalışan makine elemanlarının kesitlerinde dinamik gerilmeler oluşur. Örneğin bir taşıt mili

taşıtın ağırlığı nedeniyle eğilmeye zorlanacaktır. Eğilme momentinin değeri ve yönü sabittir, ancak mil döndüğü için her noktadaki eğilme gerilmesi maksimum bir bası ve çeki gerilmesi arasında değişen zorlamaya maruz kalacaktır.

Dinamik zorlama esnasında yük istenildiği kadar uygulanabilir ya da bir aralıkta hiç uygulanmayabilir. Burada yükün zamana göre nasıl değiştiğinden ziyade uygulanan yükün alt ve üst sınırları önemlidir. Bu yük değişimi sinüs fonksiyonu olarak kabul edilebilir. Şekil 3.1’ de tekrarlı yüklemeler sonucu oluşan gerilme-çevrim ilişkisi görülmektedir.



**Şekil 3.1** Tekrarlı yükleme

Toplam ömür yöntemini kullanan yorulma testleri tam tersinir yüklemeleri kullanarak yapılmaktadır. Gerilme zaman eğrisinin periyodik olarak tekrarlanan en küçük parçasına bir çevrim denir. Her bir çevrim iki tersinir çevrimden oluşur. Uygulanan değişken gerilmeler arasında en büyük cebirsel değeri olan gerilmeye maksimum gerilme ( $\sigma_{max}$ ), en küçük cebirsel değeri olan gerilmeye ise minimum gerilme ( $\sigma_{min}$ ) denir. Genel olarak yorulma analizi sırasında çekme gerilmeleri pozitif basma gerilmeleri ise negatif olarak kabul edilir.

Ortalama gerilme  $\sigma_m$ , maksimum ve minimum gerilme değerinin cebirsel ortalamasıdır ve 3.1 denkleminle hesaplanmaktadır. Ortalama gerilme  $\sigma_m$  sıfır olabilir, ama çoğunlukla değildir.

$$\sigma_m = \frac{\sigma_{max} + \sigma_{min}}{2} \quad (3.1)$$

Gerilme aralığı ( $\Delta\sigma$ ) gerilmenin aldığı en büyük ve en küçük değer arasındaki farktır.

$$\Delta\sigma = \sigma_{max} - \sigma_{min} \quad (3.2)$$

Gerilme aralığının yarısı gerilme genliği ( $\sigma_a$ ) olarak adlandırılır. Ortalama gerilme etrafındaki değişimdir ve gerilmelerin şiddetini belirler. Gerilme genliği denklem 3.3 ile hesaplanır.

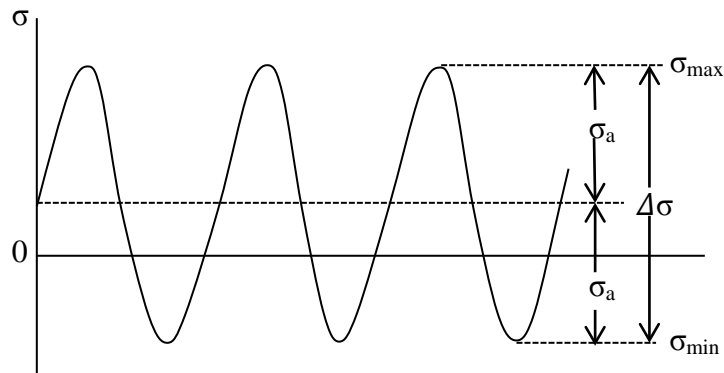
$$\sigma_a = \frac{\Delta\sigma}{2} = \frac{\sigma_{\max} - \sigma_{\min}}{2} \quad (3.3)$$

Gerilme oranı, gerçek hayatta tüm parçalar belirli bir ortalama gerilme etrafında salınan değişken genlikli yüklemelere maruz kalır. Herhangi bir parçaya etkileyen ortalama gerilmenin ifade edilmesi için gerilme oranı (R) ve genlik oranı (A) olmak üzere iki adet parametre kullanılır. Gerilme oranı maksimum gerilmenin minimum gerilmeye oranı olarak ifade edilir. Genlik oranı ise gerilme genliğinin ortalama genliğe oranı olarak ifade edilir ve denklem 3.4 ve 3.5 ile hesaplanır.

$$R = (\sigma_{\max} / \sigma_{\min}) \quad (3.4)$$

$$A = \left( \frac{\sigma_a}{\sigma_m} \right) \quad (3.5)$$

Dinamik yükler; genel değişken, dalgalı değişken ve tam değişken olmak üzere üçe ayrılabilir. Genel değişken yükleme, ortalama gerilmenin sıfırdan farklı olduğu yükleme şeklidir. Maksimum ve minimum gerilmenin sıfır gerilme seviyesine göre asimetrik değer aldığı yükleme durumudur. Otomobil tampon yayları örnek verilebilir.

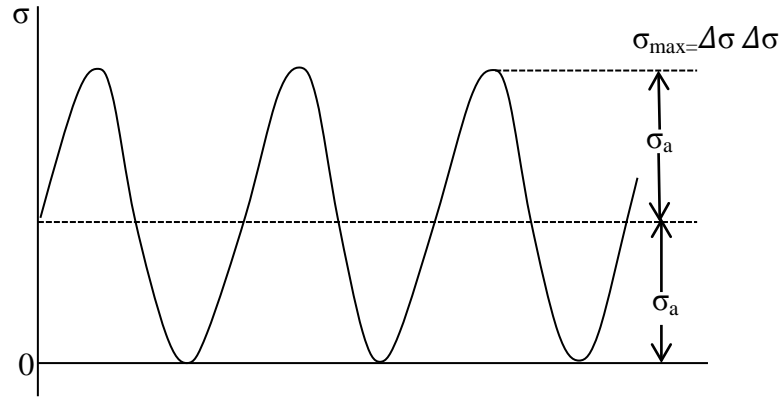


**Şekil 3.2** Genel değişken yükleme

Eğer kuvvet sıfır ila maksimum bir değer arasında değişiyor ise dalgalı değişken zorlama söz konusudur. Tek yönlü çalışan dişli çarklar örnek verilebilir.  $\sigma_a$  ve  $\Delta\sigma$  işaretleri daima



pozitifdir. ( $\sigma_{\max} > \sigma_{\min}$ , gerilim pozitif olduğunda)  $\sigma_{\max}$ ,  $\sigma_{\min}$  ve  $\sigma_m$  pozitif ya da negatif olabilir.

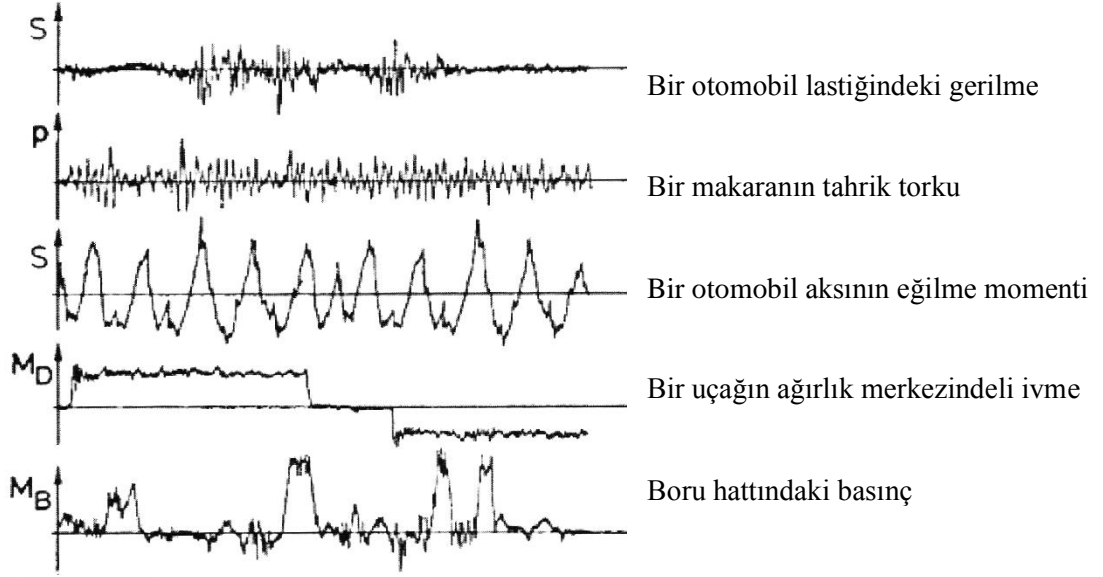


**Şekil 3.3** Dalgalı değişken yükleme

Tam değişken yükleme, uygulanan kuvvetin maksimum ve minimum değerlerinin büyüklüğünün aynı fakat farklı yönde uygulanması sonucunda kuvvetin yalnızca bu iki değer arasında değiştiği zorlama biçimidir. Şekil 3.1’ de bu tip bir yükleme durumu gösterilmektedir. Üzerinde dişli çark bulunan bir mil örnek verilebilir. Ortalama gerilmenin sıfır olduğu ( $\sigma_m = 0$ ) veya gerilme oranının sıfır olduğu ( $R=0$ ) ve ( $\sigma_a = \sigma_{\max}$ ) durumlardır. Ortalama gerilme ( $\sigma_m$ ) sıfır etrafında değişkenlik gösterir.

Gerilmelerin şiddetini gerilme genliği ( $\sigma_a$ ) belirler. Buna göre ( $\sigma_a = \sigma_{\max}$ ) olan tam değişken gerilme en tehlikelidir. Onu ( $\sigma_a = \sigma_{\max} / 2$ ) ile genel değişken zorlamalar arasında titreşimli denilen özel bir zorlanma şekli ve ( $\sigma_a = \sigma_{\max} - \sigma_{\max} / 2$ ) olan genel değişken gerilmeler takip eder.

Gerilme genliğinin büyüklüğü ve frekansının düzensiz olarak değiştiği düzensiz değişken yükleme durumu vardır ki pratikte birçok taşıt parça ve makine elemanları bu biçimdeki zorlamalara maruz kalırlar. Bazı taşıt ve elemanlara etkiyen düzensiz değişken yüklemeler şekil 3.4’ de gösterilmektedir.



**Şekil 3.4** Çeşitli taşıt ve elemanlardaki düzensiz değişken yükleme biçimleri [ 19]

### 3.2. Yorulma Ömrü Tahmin Yöntemleri

Malzemenin toplam ömrü hesaplanırken çatlak başlangıcı ve çatlak ilerlemesi olmak üzere iki aşama söz konusudur ve denklem 3.6' da verilmiştir.

$$N_f = N_i + N_p \quad (3.6)$$

Hasara neden olacak toplam çevrim sayısı ( $N_f$ ), çatlak başlangıcına kadar olan çevrim sayısı ( $N_i$ ) ile çatlak ilerleyişi aşamasındaki çevrim sayısının ( $N_p$ ) toplamından oluşur. Yapının geometrisi, yükleme koşulları ve malzemeye göre bu iki aşamanın toplam ömürde ne kadar pay sahibi olduğu değişmektedir. Sünek çelik için çatlak ilerlemesi toplam ömür içerisinde oldukça geniş bir orana sahip olmasına karşın dökme demir için bu aşama kısa bir ömür oranına sahiptir. Toplam ömür çoğunlukla parçaların kırılarak birbirinden ayrılması olarak tanımlanırken bazı şartlarda yapı üzerindeki çatlağın belirli bir uzunluğa gelmesidir [19].

Literatürde yorulma ömrünü hesaplamada kullanılan üç temel ömür tahmin yöntemi yer almaktadır.

- Gerilme - ömür yöntemi
- Gerinim - ömür yöntemi
- Kırılma mekaniği veya çatlak ilerleme yöntemi

Yukarıdaki yöntemler farklı ihtiyaçlar doğrultusunda ayrı koşullar için geliştirilmiştir ve dolayısıyla aynı probleme uygulandığında çoğunlukla farklı sonuçlar verirler [20]. Ele alınan bir problem için hangi yöntemin seçileceği sonuçların sağlıklı olması açısından önemlidir.

Gerilme – ömür yöntemi parçanın toplam ömrü ile ilgilenir ve çatlak başlangıcını, çatlak ilerleyişini kapsamaz ve hesaplamada (S – N) eğrisi kullanılır. Yüksek çevrimli yorulma (HCF) analizlerinde kullanılır. Mesela yüksek çevrimlerde çalışılan taşıt parçaları gibi parçaların analizleri gibi çevrim sayısının 100000 değerinden yüksek uygulamaları kapsar. Genellikle; kompozit malzemeler, plastikler, kaynaklı yapılar ve içerisinde demir bulundurmeyen malzemelerin analizlerinde ve punta kaynağı analizleri ve değişken titreşim altındaki yorulma problemlerinde uygulanır.

Gerinim - ömür yöntemi ise yorulmanın düşük çevrim sayılarında seyrettiği tipik olarak çatlak başlangıcını kapsayan bir yöntemdir. Çevrim sayısının 100000 değerinden az, plastisitenin hakim olduğu ve kısa ömür değerlerinin görüldüğü parçaların uygulamalarını kapsar ve genellikle yüzey işleme şartları gibi nedenlerden dolayı hata barındırma ihtimali olan metalik parçalarda ve emniyet hassasiyetinin çok önem arzettiği yapılarda uygulanır.

Çatlak ilerleme metodu ise çatlak başlangıcını kapsamayan, çatlak ilerlemesiyle ilgilenen bir yöntemdir. Çatlak oluşumu gözlenmiş ya da öncesinde oluştuğu varsayılan yapıların yorulma analizlerinde kullanılır. Genellikle izotropik sünek metalik malzemelerin yorulma analizlerinde kullanılır.

### **3.2.1. Gerinme – ömür ( $\epsilon$ -N) yöntemi**

Toplam yorulma ömrü tayini çatlak başlangıcı ve ilerlemesinin toplamıyla hesaplanır. Toplam ömrün çatlak başlangıcı kısmını, gerinim – ömür yöntemi yaklaşımı ile incelenebilir. Tekrarlı yüklemeler ile kritik bölgelerde görülen kalıcı deformasyona bağlı olarak malzemenin gösterdiği değişimleri göz önüne alan yöntem gerinme-ömür yöntemidir. Çatlak başlangıcı olan bölgede malzeme plastik yani kalıcı şekil değiştirmeye başlar ve dolayısıyla yorulma hasarı oluşumu kaçınılmazdır. Gerilme-ömür yöntemi malzemedeki plastik değişimleri göz önüne almayan bir yöntemdir. Gerinme – ömür yöntemi kullanımı düşük yorulma ömrünün görüldüğü durumlar için idealdir.

### **3.2.2. Kırılma mekaniği yöntemi**

Yorulma olayının son kademesi mikro çatlakların kusur ve dislokasyonlar sonucu ilerlemesi ve kırılmaya sonuçlanmasıdır. Yapıda öncelikle gözle farkedilemeyen mikro çatlaklar oluşur ve ardından çatlak başlangıcı ve büyümesiyle farkedilebilir duruma gelir ve yorulma kırılması oluşur. Bu yorulma ömrü tayin yöntemi bir yapıda çatlak bulunduğu süre zarfındaki dayanımın hesaplanmasında kullanılır. Bu yöntem gözle fark edilebilen çatlak veya kusurun kırılma ile sonlanmasına kadar olan kademeleri kapsar. Bu kademeleri analiz etmek için lineer-elastik kırılma mekaniği metodu (LEFM) kullanılır ve malzemenin lineer elastik varsayımına dayanılarak çatlak ilerlemesi hesabı yapar.

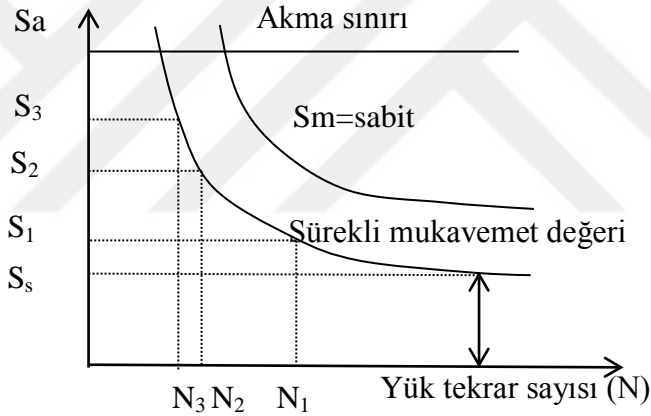
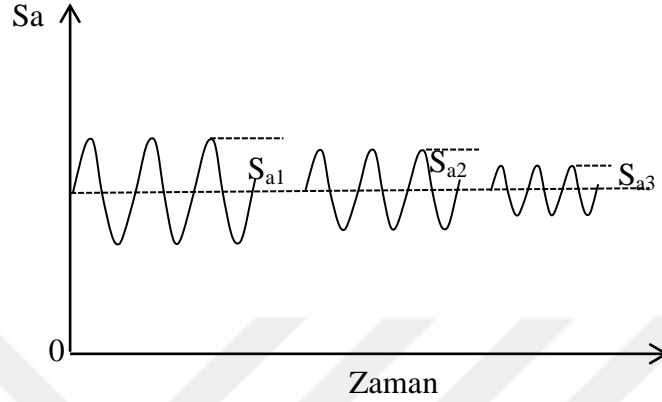
### **3.2.3. Gerilme - ömür (S-N) yöntemi**

Malzemelerin diğer mekanik özellikleri gibi yorulma özelliği laboratuvarlarda deneyler yardımıyla belirlenmektedir. Yorulma deneyleri için kullanılan bu düzeneklerde çalışma koşullarına benzer zorlanma durumları oluşturulmaya çalışılır. Mesela döner eğme deney düzeneğinde dönen deney numunesi yükün altında sürekli olarak eğilmeye zorlanarak basma ve çekme gerilmelerine maruz kalır. Aynı biçim ve malzeme karakteristiğine sahip deney numunesi setine genellikle statik çekme dayanımının yaklaşık üçte ikisine tekabül edecek düzeydeki gerilme genliği ile deneye başlanır.

Ortalama gerilme ya da alt gerilme sabit tutularak her deney için farklı gerilme genliği seçilir. Hasara kadar olan çevrim sayısı kaydedilir. Bu işlem azalarak uygulanan değişik gerilme genlikleriyle diğer numunelerde de gerçekleştirilir. Gerilme genliği giderek küçültülürse, elemanın kırılmaya kadar dayanabildiği yük tekrar sayısı da artmaktadır.

Bir deney serisi sonunda uygulanan gerilme genlikleri ve kırılmanın görüldüğü çevrim sayıları kullanılarak S-N eğrisi elde edilir. Sonuçların güvenilirliğini artırmak açısından ortalama 20 numune için her birinde 10 farklı yükleme seviyesi olmak üzere S-N eğrileri oluşturulur. İstatistiksel olarak deney verilerindeki değişkenliğe yorulma testlerinde de sıklıkla karşılaşılr.

Şekil 3.5’ de görüldüğü gibi eğrinin x ekseninde hasara kadar olan çevrim sayısı genellikle logaritmik olarak, y ekseninde ise ortalama gerilme değerleri yer almaktadır. Bu diyagramlarda ‘S’ gerilme genliğini, ‘N’ ise çevrim sayısını göstermektedir. Her ortalama gerilme değeri için ayrı bir eğri bulunur.



**Şekil 3.5** S-N eğrisinin elde edilişi

Gerilme büyüklüğü arttıkça malzemenin hasara uğramadan dayandığı çevrim sayısı da azalmaktadır. Gerilme genliği sabit tutularak yapılan deneylerde bile elde edilen sonuçlar farklılık gösterebildiğinden S-N eğrileri çizilirken istatistiki ortalama alınır. Literatürde verilen yorulma değerleri genellikle %50 kırılma ihtimali olan değerlerdir (21).Veriler kullanılmadan önce bu sonuçlar istatistiksel yöntemlerle doğrusal hale getirilir.

Şekil 3.6’ da gerilme değeri (S) ve çevrim sayısı (N) log-log diyagramda çizilmiştir. Oluşan doğrunun eğimi Basquin denklemiyle hesaplanır:

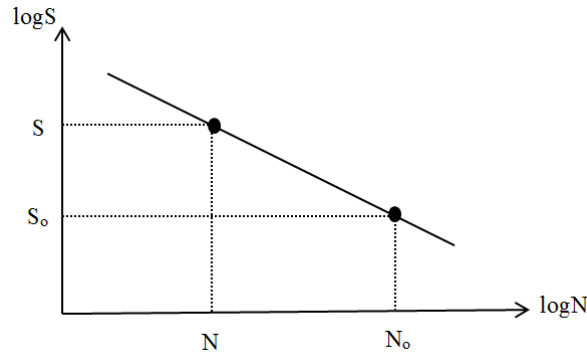
$$b = \frac{-(\log S - \log S_0)}{(\log N_0 - \log N)} \quad (3.7)$$

$$\log N_0 - \log N = \frac{1}{b} \log \left( \frac{S}{S_0} \right) \quad (3.8)$$

$$\log N = \log N_0 + \frac{1}{b} \log \left( \frac{S}{S_0} \right) \quad (3.9)$$

$$N = N_0 \left( \frac{S}{S_0} \right)^{\frac{1}{b}} \quad (3.10)$$

$$\frac{1}{b} = k, \quad N = N_0 \left( \frac{S}{S_0} \right)^k \quad (3.11)$$



**Şekil 3.6** Normalleştirilmiş S-N eğrisi

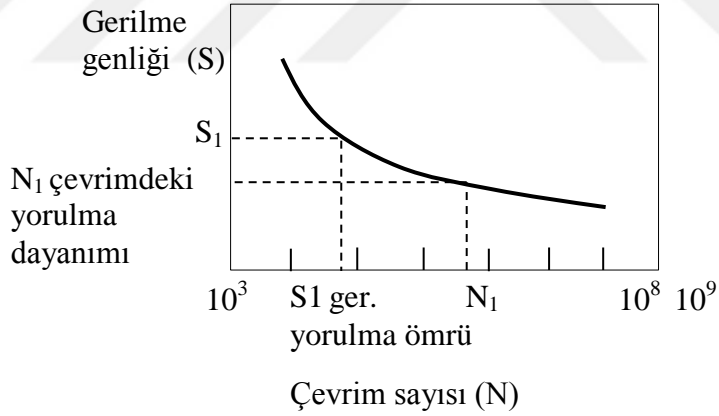
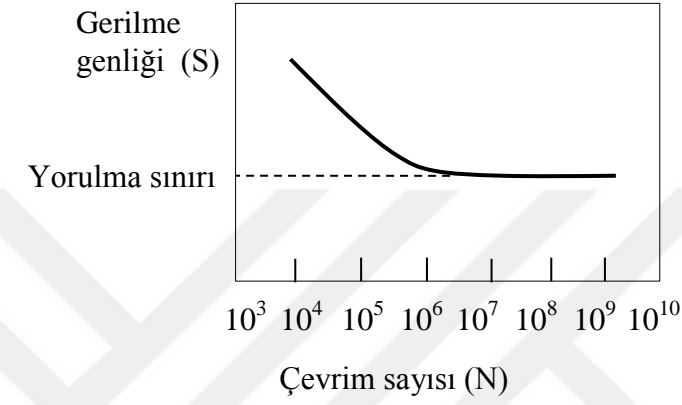
Yukarıdaki denklemlere göre Basquin eğimi ( $b$ ) ve herhangi bir  $S$  gerilme değeri ile buna grafikte tekabül eden çevrim sayısı ( $N$ ) biliniyorsa, istenilen bir gerilme genliği değeri için çevrim sayısı kolaylıkla hesaplanabilmektedir.

Şekil 3.7 'de görüldüğü gibi iki farklı yorulma davranışı söz konusudur. Bazı demir esaslı ve titanyum alaşımlarda çevrim sayısı arttıkça bu eğri yatay hale gelmektedir. Eğrinin yatay hale geldiği bu sınıra yorulma sınırı denilmektedir ve bunun altındaki gerilme değerlerinde ne kadar yük tekrarı olursa olsun hasar meydana gelmemektedir. Başka bir ifadeyle sonsuz çevrim sayısında hasara yol açmayan en büyük gerilme değeridir.

Deneysel olarak yorulma sınırının statik dayanım değerinin çok altında olduğu saptanmıştır. Birçok demir esaslı alaşım yorulma sınırına sahiptir ve bu değer yaklaşık olarak malzemenin çekme dayanımının yarısına, çoğu çelik için ise %35 ila

%60'ı arasındaki bir değere tekabül eder. Malzemenin yorulma davranışını tanımlayan diğer önemli parametrelerden biri de yorulma ömrüdür ve belirli bir gerilme seviyesinde hasara neden olan çevrim sayısı ile ifade edilir.

S-N eğrisinin sınır çevrim sayısına kadar olan negatif eğimli bölümüne sürekli yorulma bölgesi denir. Eğrinin paralel kısmı boyunca uzanan bölge ise sonsuz ömür bölgesidir.



**Şekil 3.7** Farklı malzemelere ait S-N eğrisi biçimleri [22]

Çoğu demir dışı alaşımda ise (örneğin alüminyum, bakır, magnezyum) için yukarıdaki gibi net bir yorulma sınırı mevcut değildir. Çevrim sayısı arttıkça S-N eğrisi daha küçük gerilme değerlerine düşmeye devam eder. Yani gerilme genliği ne kadar düşerse düşsün hasar oluşumu söz konusudur. Bu malzemelerde belirli bir çevrim sayısına tekabül eden gerilme seviyesi yorulma dayanımı olarak adlandırılır.

Sınır çevrim sayısı oda sıcaklığında ve düşük sıcaklıklarda çelikler için  $10^6$  ile  $10^7$  arasında, alüminyum alaşımları ve kaynaklarında  $10^7$ , ağır ve hafif metaller ile yüksek sıcaklıklarda çelikler için  $10^8$  ya da daha fazlası alınabilir.

### 3.3. Yorulma Ömrünü Etkileyen Faktörler

Yorulma hasarı oluşumuna birçok etken aynı anda etkir. Ancak literatüre göre yorulma kırılmalarının yaklaşık %85'i malzeme hatalarından dolayı değil, çentik, uygun olmayan parça boyutu, yüzey ve şekil etkileri, aşırı yüklenme, yanlış ya da eksik uygulanan birleştirme yöntemleri, montaj yada proses hataları vb. nedenlerden oluşmaktadır. Yorulma dayanımını çok sayıda faktör etkilediğinden, bu değer normal S-N yöntemi ile emniyetli olarak tespit edilmesi güçtür.

Laboratuvar ortamında malzemeye ait yorulma deneylerinde kullanılan parçalar ideal ve sorunsuz olarak seçilir ve testler genellikle çok özel ve kontrollü şartlarda gerçekleştirilir. Ancak pratikte durum farklıdır. Gerçek parçalar deney ortamındaki örnek numunelere göre boyut, yüzey işleme, yüzey iyileştirme, sıcaklık ve farklı yük koşulları gibi durumlardan dolayı farklılık gösterir.

Uygulama esnasında kullanılan parçaların ideal koşullara yaklaşımı düzeltme faktörü kullanılarak sağlanır. S-N eğrisi gerçek durumdaki bu farklılığa göre çeşitli düzeltme faktörleri ile çarpılarak tekrar ayarlanır ve gerçekçi yorulma davranışları hakkında bilgi edinilmiş olur. Test dışında bu düzeltme faktörlerine karar vermenin mantıklı bir yolu yoktur.

$$S_e = S'_e \cdot c_{\text{çentik}} \cdot c_{\text{boyut}} \cdot c_{\text{yüzey}} \dots \quad (3.12)$$

3.12 denkleminde  $S'_e$  deney düzeneklerinde kullanılan malzemenin yorulma gerilmesi,  $S_e$  yüklemeye maruz kalan elemanın yorulma gerilmesi,  $c_{\text{çentik}}$  çentik etkisi,  $c_{\text{boyut}}$  boyut etkisi,  $c_{\text{yüzey}}$  yüzey kalitesini ifade eder ve bu etkenlerin hepsi yorulma dayanımı düzeltme faktörü ( $K_f$ ) olarak kullanılmaktadır. Yüzey kalitesi ve korozyon gibi durumlar,  $K_f$  faktörünü direkt olarak etkileyebilir ve denklem 3.13' de verildiği gibidir.

$$K_f = \frac{1}{c_{\text{çentik}} \cdot c_{\text{boyut}} \cdot c_{\text{yüzey}} \dots} \quad (3.13)$$



Yorulma dayanımı düzeltme faktörü, yorulma mukavemetini düşürdüğü için birden küçük olmalıdır. Bu faktör sadece gerilme genlikleri için kullanılır ve ortalama gerilmeleri etkilemez. Bu faktörlerin hepsi deneysel sonuçlardan elde edilmiştir ve genellikle çelik malzemeler için uygulanabilirliği kabul edilebilir.

### 3.3.1. Geometri ve tasarımın yorulma davranışına etkisi

Parçaların tasarımı parçanın yorulma davranışını büyük ölçüde etkilemektedir. Makina parçalarında birçok geometrik süreksizlik bulunmaktadır. Parçaların montaj edilebilirliklerini, birleştirilebilmelerini ve yataklanabilmelerini kolaylaştırmak için parçalarda delik, fatura, kama yuvası, keskin köşeler ve çentik gibi geometrik düzensizliklere neden olacak şekil farklılıkları oluşturulmaktadır.

Parçadaki delik, vida dişi ve yivler gibi herhangi bir geometrik süreksizlik veya çentik gerilme yığılmasına neden olarak çatlak başlangıcına yol açabilir. Tasarım aşamasında keskin köşelere yol açan ani kesit değişimlerinden kaçınılması bu etkiyi azaltacaktır.

Çentikler, gerilme ve gerinimlerin parça üzerindeki çentik bölgelerinde yığılma yapmasına neden olur. Bu süreksizlikler ne kadar keskin ise gerilme yığılmasının etkisi o kadar artacaktır. Bu yığılmanın derecesi çentikli parçaların yorulma dayanımı için bir faktör oluşturmaktadır. Bu faktör;  $K_t$  olarak gösterilmekte ve teorik gerilme yığılması faktörü adını almaktadır ve denklem 3.14' de verildiği gibi çentik bölgesindeki maksimum gerilme veya gerinim değerinin, parça üzerindeki nominal gerilme veya gerinim değerine oranı olarak ifade edilir.

$$K_t = \frac{\text{çentik bölgesindeki max gerilme}}{\text{parça üzerindeki nominal gerilme}} \quad (3.14)$$

Testler çentikli bir numunenin yorulma dayanımını, çentiksiz bir numunenin dayanımına göre  $K_t$  faktörü ile değil,  $K_\zeta$  faktörünün etkisi ile düştüğünü göstermektedir. Denklem 3.15 ile verilen  $K_\zeta$  faktörü ise malzemenin yorulma dayanımının, aynı koşullar altında çentikli olarak dayanabildiği yorulma dayanımına oranı ile hesaplanmaktadır ve buna çentik faktörü denilmektedir [23].

$$K_\zeta = \frac{\text{yorulma dayanımı}_{\text{çentiksiz}}}{\text{yorulma dayanımı}_{\text{çentikli}}} \quad (3.15)$$

$K_c$  ve  $K_t$  arasındaki fark çentik çapının veya malzemenin kopma dayanımının azalması ile artar. Gevrek malzemeler için bu faktörler neredeyse eşittir.

### **3.3.2. Yüzey işlemleri ve artık gerilmenin yorulma davranışına etkisi**

Talaşlı imalat sırasında parçanın yüzeyinde kesme takımının hareketiyle küçük çizik ve yivler oluşur ve bunların varlığı yorulma ömrünü sınırlar. Bunu gidermek adına yapılacak parlatma işlemiyle yüzey kalitesi iyileştirilerek parçanın yorulma ömrü artırılabilir. Yorulma davranışını iyileştirmek adına parçanın en dış yüzeyinde basma artık gerilmeleri oluşturulabilir. Yüzeyde dış kuvvetlerin olduğu gerilmelerin bir kısmı basma artık gerilme büyüklüğü ile dengelenmiş olur. Sünek malzemelerde basma artık gerilmeleri yüzeyde yerel plastik deformasyonlar ile mekanik olarak oluşturulur. Çelik alaşımlı parçaların yüksek sıcaklıkta karbon ve azotça zengin bir ortama maruz bırakılmasıyla gerçekleştirilen karbürleme ya da nitrürleme işlemi ile kabuk sertleştirme işlemi yapılarak da yorulma davranışı iyileştirilebilir.

### **3.3.3. Parçanın mikro yapısının yorulma dayanımına etkisi**

Katı mekaniğinde hesaplamalar malzemelerin homojen, izotropik ve lineer elastik olduğu kabulüyle yapılır. Ancak mikroskopik olarak incelendiğinde malzemeler bu şekilde yapılara sahip değildir. Kimyasal bileşimi, sıcaklığa karşı davranışı, gözenek yapısı, tane boyutları, inklüzyon (safsızlık) yapısından, soğuk sekillendirilmesinden, katmanlı yapısından, bir takım süreksizlik ve kusurlarından malzemenin mikro yapısı etkilenmektedir. Eğer malzemenin gerçek S-N eğrileri mevcutsa malzemenin mikro yapısı hesaba katılmış demektir ve bir daha ele alınmasına gerek yoktur. Malzemedeki ince taneli yapı, büyük taneli yapıya göre özellikle kayma bantlarında oluşan yerel gerinimleri azalttığı için yorulma dayanımını arttırmaktadır. Genellikle sıcak haddelenmiş çeliklerin özellikleri boyuna ve enine yönde farklılık göstermektedir. Çünkü haddelenme aşamasında anizotropik mikro yapı oluşur ve inklüzyonlar uzamaktadır. Bundan dolayı yorulma özellikleri enine ve boyuna ayrı olarak incelenmelidir. Bazı çelik türlerinde yapılan deneylerde boyuna haddelenen malzemenin enine yöndeki mukavemetinin boyuna yönüne oranla yarı yarıya düştüğü gözlenmiştir. Malzemedeki safsızlıklar, gözenekli ve tabakalı kısımlar mikro çatlakların oluşacağı yerlerin başında gelmektedir ve yorulma dayanımını artırmak için kontrol altına alınmalıdır [24]. Tavlanarak imal edilmiş büyük çekirdekli ya da

taneli yapıya sahip malzemeler parçanın yorulma dayanımını düşürürken, soğuk şekillendirme sayesinde oluşan küçük taneli yapı özellikle uzun ömürler için malzemenin yorulma dayanımını arttırmaktadır [25].

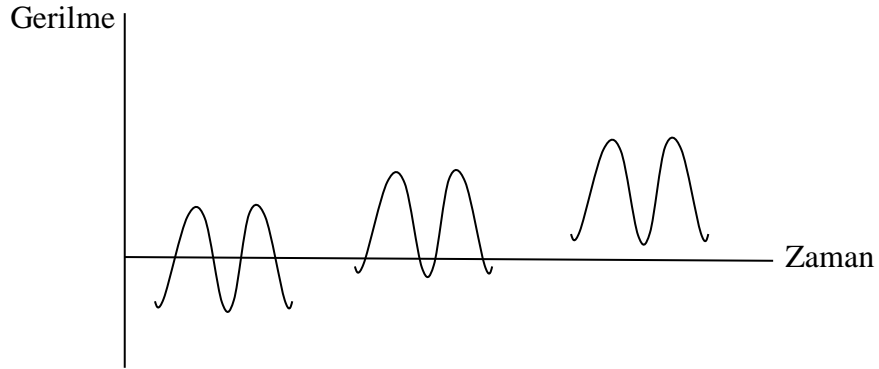
#### **3.3.4. Korozyon ve sıcaklığın yorulma dayanımına etkisi**

Korozyon, malzemenin yorulma dayanımını olumsuz olarak etkiler ve çalışma ömrü boyunca fonksiyonel engel oluşturabilir. Bunu engellemek adına malzeme seçimi buna göre yapılır ya da kaplama ve boyalarla parçalar kaplanır. Birçok yüksek dayanımlı çeliğin korozyon dayanımı düşüktür ve bu gibi malzemelerin yüzeyinde oluşan korozyon çukurları yorulma çatlaklarına neden olabilmektedir. Çatlak başlangıcı, ilerleme hızı korozyonlu ortamdan etkilenir. Normal şartlar altında oldukça küçük gerilme genliklerinde çatlak başlangıcı olmazken, korozyon etkisi ile bu tetiklenebilir. Malzemelerin çekme ve akma mukavemeti, elastisite modülü sıcaklık artışına bağlı olarak düşmektedir. Dolayısıyla yorulma dayanımı da sıcaklıkla birlikte değişim gösterir. Yüksek sıcaklıklar malzemenin mekanik özellikleri üzerinde, plastik deformasyonunun daha kolay olmasında etkilidir ve bu da yorulma dayanımını düşürür. Düşük sıcaklıklar malzemenin yorulma davranışını etkilemektedir çünkü malzemenin düşük sıcaklıklarda mekanik özellikleri farklılık göstermektedir. Malzemelerin oda sıcaklıklarındaki akma ve kopma dayanımları düşük sıcaklıklardaki dayanım değerlerine göre daha düşüktür.

#### **3.3.5. Ortalama gerilmenin S-N eğrisine etkisi**

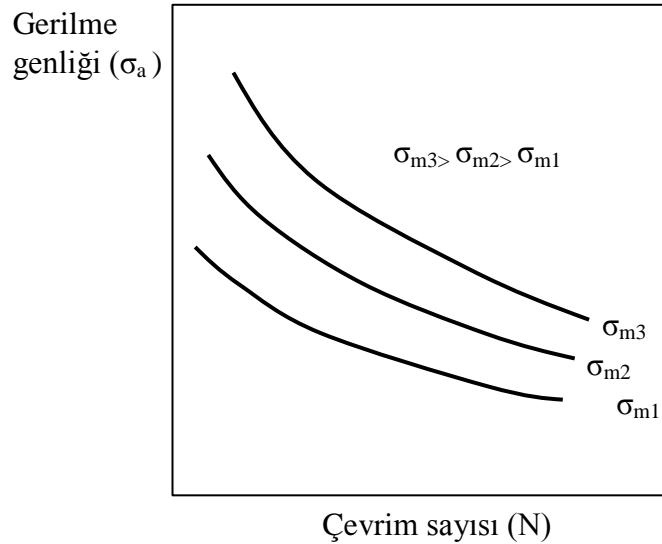
Malzemelerin yorulma özelliklerini tespit etmek için yapılan deneylerde tam değişken ve sabit genlikli yük kullanılır. S-N eğrisi elde edilirken gerilme genliği değişmesine rağmen ortalama gerilme hep sabit tutulur. Ancak pratikte dinamik yüklemeler altında çalışan çoğu parça üzerinde ortalama gerilmenin etkisi yadsınamaz bir gerçektir. Ortalama gerilmeler yorulma ömrünü önemli ölçüde etkiler. Bası gerilmesi şeklinde olması durumunda yorulma ömrünü artırırken, çeki gerilmesi olması durumunda yorulma ömrünü azaltır. Bu yüzden laboratuvar ortamlarında elde edilen S-N diyagramlarının pratikte de kullanışlı olabilmesi için ortalama gerilme değerinin yorulma üzerindeki etkisi göz önüne alınmalıdır. Aşağıda şekil 3.8' de eşit gerilme genliğine ve farklı ortalama gerilme değerlerine sahip 3 farklı yükleme görülmektedir. Burada ortalama çekme gerilmesi değerinin en küçük

olduğu durumda şekilde görüldüğü gibi yorulma ömrü diğerlerine göre daha fazla olacaktır.



**Şekil 3.8** Aynı gerilme genliği, farklı ortalama gerilmeler

Şekil 3.9’ da gösterildiği gibi ortalama gerilmenin artışı malzemenin yorulma ömrüne negatif bir etki göstermektedir. Görüldüğü üzere ortalama gerilmenin yorulma hasarının meydana gelmesinde etkisi büyüktür. Her bir ortalama gerilme değeri için farklı bir sürekli mukavemet değeri oluşmaktadır ve sağlıklı sonuçlar için bu değerlerin belirlenmesi gerekmektedir. Fakat bunun için çok sayıda deney yapılması gerekmektedir, bu zorluğu aşarak uygulamalarda kullanılacak mukavemet sınır değerlerinin elde etmek için bir takım yaklaşımlar geliştirilmiştir. Bu noktada, üç çeşit etkileşim eğrisinden bahsedilebilir. Bunlar Soderberg, Goodman ve Gerber etkileşim eğrileridir. Bir noktada uygulanan gerilme bu eğrilerin altında kalıyor ise malzeme güvenli bölgede demektir.



**Şekil 3.9** Farklı ortalama gerilme değeriyle bir malzemenin S-N grafiği

Şekil 3.10' da ortalama gerilme etkileşim eğrilerini görülmektedir. Burada sonsuz ömür genliği ( $S_e$ ), gerilme genliği ( $S_a$ ), ön gerilme ( $S_m$ ), akma gerilmesi ( $S_u$ ) ve kopma gerilmesi ( $S_y$ ) şeklinde gösterilmesi durumunda, aşağıda üç kriter için denklemler belirtilmiştir [26].

Pürüzsüz numuneler için, test verilerinin doğrusal bir dağılım izlediği Goodman denklemi 3.16' daki gibidir ve malzemenin kopma dayanımını baz alır. Soderberg eğrisine göre daha risklidir.

$$\frac{S_a}{S_e} + \frac{S_m}{S_u} = 1 \quad (3.16)$$

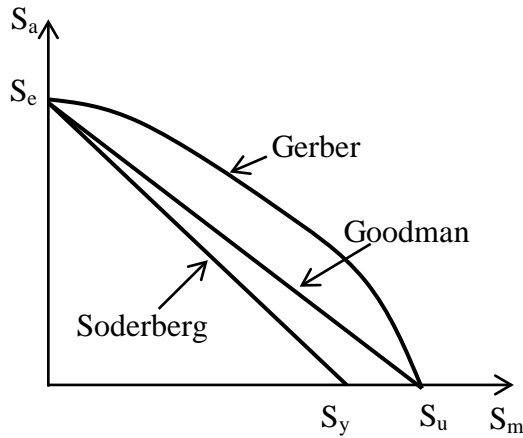
Ve doğrusal olmayan Gerber denklemi 3.17 ile ifade edilir ve goodman eğrisinden daha risklidir. Malzemenin kopma dayanımını baz alır.

$$\frac{S_a}{S_e} + \left(\frac{S_m}{S_u}\right)^2 = 1 \quad (3.17)$$

Kopma gerilmesinin yerine akma gerilmesinin kullanıldığı Soderberg yaklaşımı ise 3.18 denklemi ile verilmiştir.

$$\frac{S_a}{S_e} + \frac{S_m}{S_y} = 1 \quad (3.18)$$

Soderberg denkleminin diğer eşitliklere göre daha konservatif olduğu kabul edilmektedir. En risksiz etkileşim eğrisi bu çeşittir. Malzemenin akma dayanımını baz alır



**Şekil 3.10** Çeşitli ortalama gerilme etkisi yaklaşımlarının gerilme genliği-ön gerilme grafiği

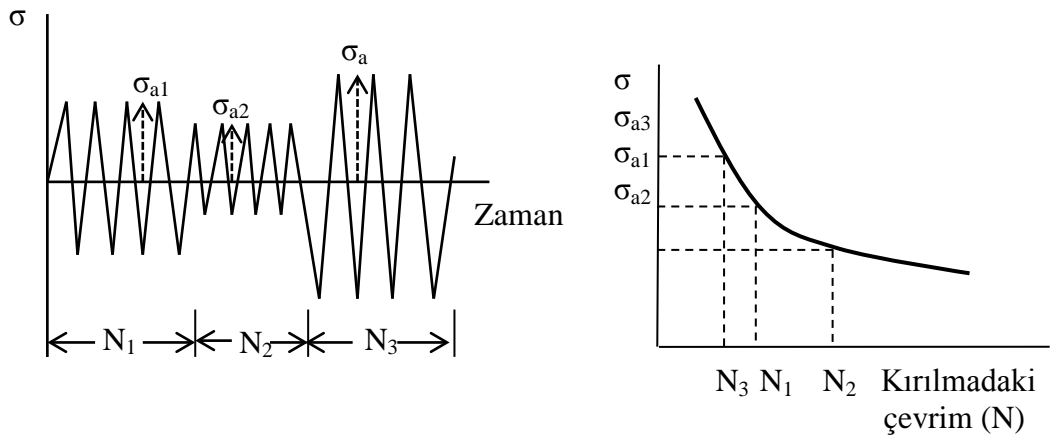
Genellikle deney verilerinde, ortalama gerilme değerleri gerilme genliklerine göre daha küçük olduğundan Goodman veya Gerber eşitlikleri daha yaygın olarak kullanılmaktadır. Tecrübeye dayalı sonuçların çoğunluğu Gerber ve Goodman teorileri ile örtüşmektedir. Gerber yaklaşımı genellikle çekme gerilmelerin görüldüğü sünek malzemelerde iyi sonuçlar verirken, yüksek dayanımlı düşük sneklikteki malzemeler Goodman yaklaşımına daha uygun sonuçlar vermektedir [27].

### 3.4. Birikimli Hasar Teorisi

Değişken genlikli yüklemeler altındaki parçaların yorulma karakteristiklerinin belirlenmesi birikimli hasar teorisine göredir. Her bir değişik yükleme durumunun hasara olan katkısı yorulma ömrü tayini için gereklidir. Her bir çevrimde oluşan hasarın bulunabilmesi için malzemenin gerilme-ömür eğrisi referans alınır.

şekil 3.11’ de malzemeye  $\sigma_{a1}$  genlikteki gerilme  $N_1$  evrim sayısınca yüklenmektedir. Malzemeye ait S-N diyagramına baktığımızda bu  $\sigma_{a1}$  gerilme genliğine tekabül eden yorulma ömür değerinin  $N_{f1}$  olduğunu görülmektedir. Burada hasar oranı  $N_1/N_{f1}$  olarak ifade edilebilir. Malzemeye uygulanan gerilme genliği değiştirilerek  $\sigma_{a2}$  değerinde  $N_2$  tekrarında uygulanmaktadır. S-N eğrisinde bu gerilme genliğine denk gelen ömür değeri  $N_{f2}$  olarak okunmakta olup buradaki hasar oranı da  $N_2/N_{f2}$  olarak elde edilir. Beklenen yorulma hasarına bu hasar oranlarının toplamının 1’e eşit olması durumunda ulaşılacaktır ve 3.19 denklemi ile bulunabilir:

$$\frac{N_1}{N_{f1}} + \frac{N_2}{N_{f2}} + \frac{N_3}{N_{f3}} + \dots = \sum \frac{N_j}{N_{fj}} = 1 \quad (3.19)$$



şekil 3.11 Değişken yükleme durumunda ömür tayininde birikimli hasar teorisinin kullanımı [19]

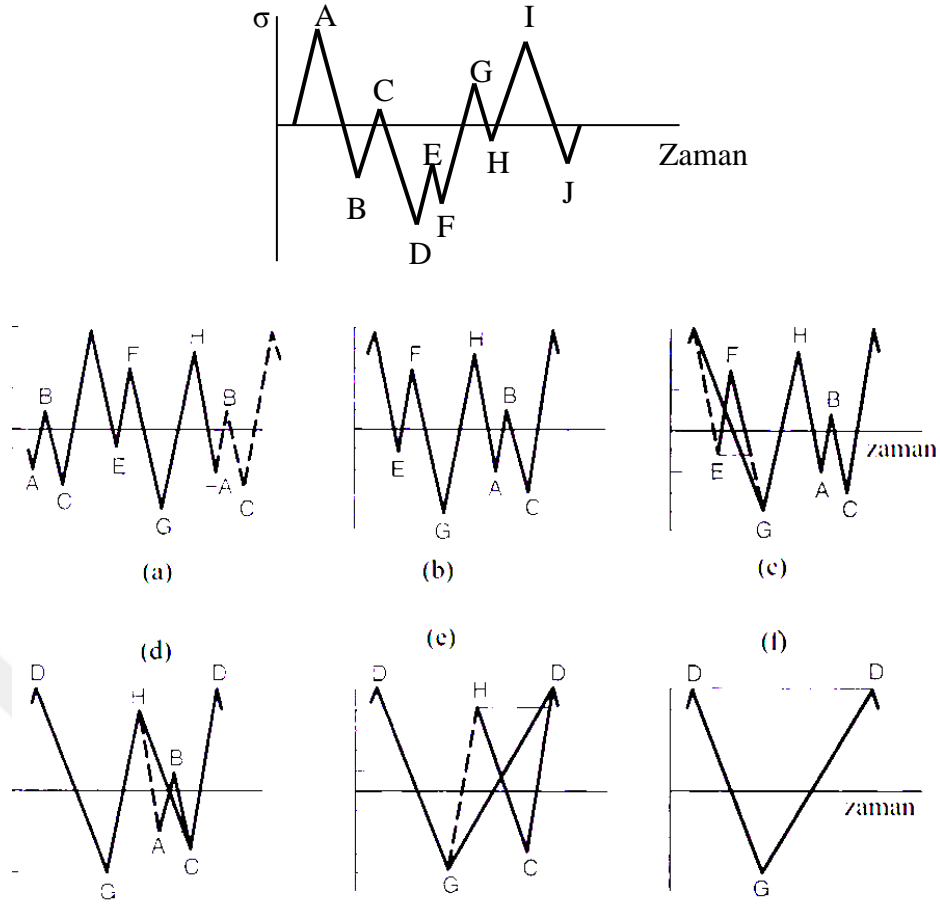
### 3.5. Yağmur Damlası Çevrim Sayma Metodu

Değişken genlikli yüklemelerde birikimli hasar teorisinin  $\sum n_j/N_{fj}=1$  uygulanabilmesi için, hasarın olduğu duruma ait, ortalama gerilme, gerilme genliği veya hasar miktarının bilinmesi gerekir. Mesela araç süspansiyon sistemlerinde yol pürüzlülüğü gibi düzensiz yüklemelerden dolayı parçalara etkiyen gerilme değerleri gelişigüze ve matematiksel bir ifadeyle tanımlanamamaktadır.

Gerilme verisinde bir çevrimin nasıl tanımlanacağı bilinemez ve karşılık gelen gerilme aralığı tespit edilemez. Bu problemi gidermek adına çeşitli çevrim sayma yöntemleri önerilmiştir. Bunlardan yorulma analizlerinde en yaygın olarak kullanılan yağmur damlası sayma metodudur. Bu yöntem yük-zaman, gerilme-zaman ve gerilme-zaman durumları için günümüzde oldukça yaygın olarak kullanılmaktadır.

Bu metod ile değişken ve karışık genlikli yüklemelerden birkaç sayıda sabit genlikli ayırık yükleme durumlarına ulaşılmaya çalışılır. Değişken gerilme-zaman grafiği yatay eksen zamanı gösterecek şekilde düzenlendiğinde, grafik çizgileri, çatıdan aşağıya doğru akan yağmur damllarına benzer bir profil izledikleri için bu isim verilmiştir. Bu yöntemde değişken gerilme spektrumları basit gerilme değişimlerine indirgenir. Bir tepe noktasından bir sonraki çukur noktasına kadar olan bir aralık bir çevrim olarak sayılır.

Şekil 3.12' de görülen düzensiz gerilme değerleri en yüksek tepe noktası başta olacak biçimde düzenlenir. Burada D noktası tepe noktası olduğu için D' ye kadar olan A-B-C grafik bitim noktasına eklenerek grafik Şekil 3.12(a)' daki gibi düzenlenir. Bir sonraki yön değişiminin olduğu G noktasına kadar D-G noktaları çizgiyle birleştirilir. Şekil 3.12(c)' de gösterildiği gibi E-F bir çevrim olarak kaydedilir. Eğer bir önceki tepe noktasına eşit veya ondan büyük bir pik noktası yok ise çizgi aşağıya doğru iner ve devam eder. Yeni oluşan eğri Şekil 3.12(d)' de görülmektedir. Aynı işlem diğer çevrimler için Şekil 3.12(f)' deki gibi tekrarlanır. Tek bir çevrim kalıncaya kadar işleme devam edilir.



Şekil 3.12 Düzensiz yükleme durumu için yağmur damlası sayma metodu [19]

Çizelge 3.1 Sayılan çevrimlerin aralık ve ortalama gerilme değerleri

Çevrim	Aralık	Ortalama
E-F	4	1
A-B	3	-0,5
H-C	7	0,5
D-G	9	0,5

### 3.6. Taşıtlara Etki Eden Kuvvetler

Taşıtlarda oluşan iki tip gerilmelerden temel gerilmeler aracın kendi ağırlığından ve yüklenmesiyle, fren ve kalkış kuvvetleriyle oluşur. Temel gerilmelerden statik kuvvetler, değişken olmayan kuvvetler ile aracın ömrü boyunca en fazla 5000 defa tekrarlanan kuvvetlerdir. İlave gerilmeler ise araçtaki titreşimlerden dolayı ortaya çıkarlar. Temel gerilmeleri oluşturan yüklemeler sabit kalmakla birlikte ilave gerilmeleri oluşturan yüklemeler değişkendir. Taşıtları zorlayan kuvvetler değişken

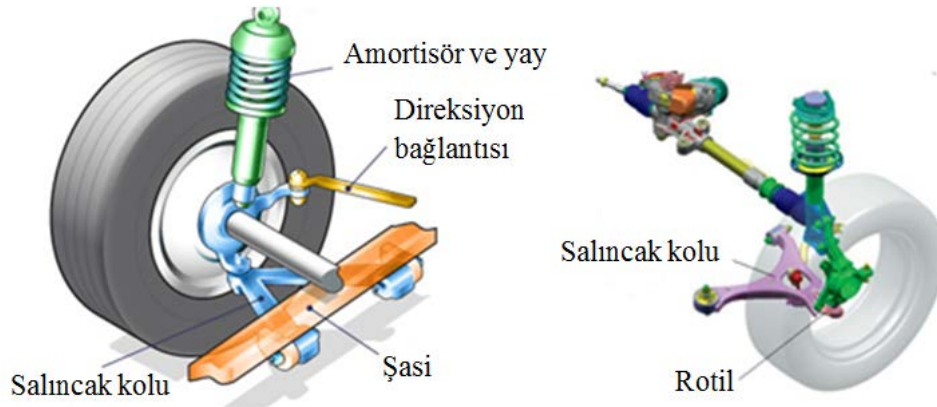


genlikli dinamik kuvvetlerdir. Taşıta etki eden kuvvetlerin büyüklüğünün önemi kadar, kuvvetlerin tekrar sayısı da önemlidir. Tekrarlı dinamik kuvvetler ise  $10^6$  tekrar sayısından başlayan yol pürüzlülüğü, lastik çevresinin düzgünsüzlüğü gibi sebeplerle ortaya çıkan kuvvetlerdir. Yorulma, pratikteki mekanik hasarlanmalarda gözlemlenen bir numaralı etkendir.

### 3.7. Araçlarda Süspansiyon Sistemi ve Salıncak Kolu

Araçların sürüş esnasında araçların hızlanması, frenlemesi veya dönmesi esnasında tekerlekler istenmeyen yönlerde harekete eğilimlidir. Engebeli bir yolda tümsekten geçerken meydana gelen yukarı yöndeki hareket karşılanmadığında aracın yol ile bağlantısı kesilir ve aracın sürüş stabilitesi bozulur. Süspansiyon sistemi sayesinde aşağı-yukarı salınma hareketi en aza indirgenerek tekerlekler ve yol arasındaki sürtünme artırılıp aracın sarsıntısız hareketiyle sürüş konforu sağlanmış olur.

Seyir halindeyken bir araca etki eden kuvvetlerden dikey olanlar araçtaki helezon yaylar, amortisör, amortisör kulesi, lastik takozları ile, boyuna kuvvetler gergi çubukları ve burçlar ile, yanal kuvvetler ise salıncak kolu ve burçlar tarafından karşılanır. Aracın maruz kaldığı bu yanal kuvvetleri süspansiyon eden sistemin parçası olan salıncak kolları; aks taşıyıcısı, direksiyon sistemi elemanları, denge çubuğu, yay ve amortisörler ile birlikte süspansiyon sistemini oluştururlar. Salıncaklar çeşitli yönlerden gelen kuvvetler nedeniyle tekerleklerde oluşan hareketleri sınırlandırarak yalnız aşağı-yukarı yöndeki hareketlere izin verir. Salıncak kolları, burçlar ile süspansiyon çatısına, rotül ile de aks taşıyıcısına bağlanmıştır. Rotül bir küresel mafsal olup aks başının salıncaklara bağlantısını yapan parçadır.



Şekil 3.13 Otomobillerde kullanılan salıncak kolu ve çevre elemanları örnekleri

Bağımsız süspansiyon sistemlerinde bir tekerleğin hareketi diğer tekerleği etkilemez. Serbest askı sistemlerinin kullanıldığı binek arabaların çoğunda ön askı sistemi kullanılır ve bu sistemde tekerlekler arasında doğrudan aks bağlantısı bulunmadığından sağ ve sol tekerleklerde süspansiyon mekanizmaları bağımsız olarak çalışır. Bu sistemlerde yaysız kütle az olduğundan titreşimler iyi sönümlenir fakat tekerlekler birbirinden bağımsız ve çok hareket ettiği için yanal kuvvetlere dayanıklılıkları daha az ve aşınmaları daha kolaydır. Şekil 3.13’ de çoğu otomobilin ön süspansiyon sisteminde kullanılan tipik salıncak kolu örnekleri gösterilmiştir.



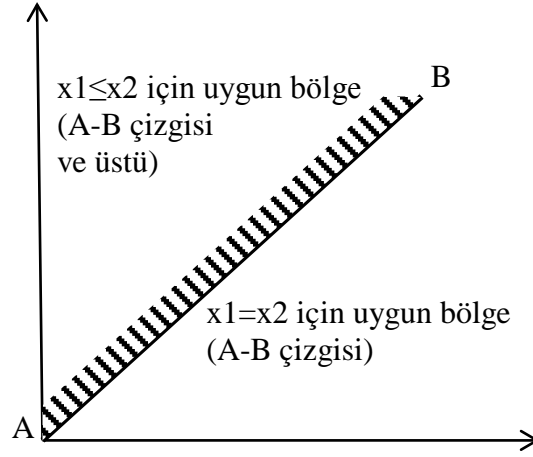
#### 4. OPTİMİZASYON

Optimizasyon, bir sistemde varolan kaynakların (işgücü, zaman, süreçler, hammaddeler, kapasite, ekipman gibi) en verimli şekilde kullanılarak belirli amaçlara (maliyet minimizasyonu, kâr, kapasite kullanımının ve verimliliğin maksimizasyonu gibi) ulaşmayı sağlayan bir süreç olarak tanımlanmaktadır. Optimizasyon, bir problemde belirli koşullar altında mümkün olan alternatifler içinden kısıtları ihlal etmeden en iyisini seçmektir.

Sürece öncelikle optimizasyon problemini modellemekle başlanılır ve sistemin temel özelliklerini yansıtacak ve modelin kullanım amaçlarını gerçekçi olarak içerecek detaylar bulunur. Optimizasyon modelleri sistemin işleyişini ve özelliklerini yansıtan, sistemin içindeki ve çevresindeki diğer sistemlerle olan etkileşimleri kapsayan matematiksel ifadelerden oluşmaktadır. Optimizasyon işlemlerine karar değişkenlerinin tanımlanmasıyla başlanır. Tasarım değişkenleri optimize edilecek sistemi tanımlamaktadır. Problemin matematiksel olarak modellenmesindeki ilk aşama da bu tasarım değişkenlerinin belirlenmesidir. Buna bağlı olarak amaç fonksiyonu ve kısıtlar belirlenir.

Optimizasyon probleminde amaç fonksiyonunun maksimizasyonu ya da minimizasyonu tasarım sürecinde problemin yapısına göre belirlenir. Problem kısıtları eşitlik ve eşitsizlik şeklinde olabileceği gibi parametrelerin alamayacağı değerler olarak da verilebilir. Her kısıtlayıcı bir ya da birden fazla tasarım değişkeni tarafından etkilenmek zorundadır. Ancak o zaman anlamlı ve optimum tasarım üzerinde etkili olur. Tasarım problemleri eşitsizlik kısıtlayıcıları gibi eşitliğe sahip olabilir. Uygun bir tasarım tüm eşitlik kısıtlayıcılarını tam olarak sağlar. Birçok tasarım probleminde eşitsizlik kısıtlayıcıları da vardır. Örneğin hesaplanan yorulma ömrünün belirli bir çevrim sayısını aşmaması gibi.

Şekil 4.1' de A-B çizgisiyle görüldüğü gibi eşitlik kısıtlayıcı ile uyumlu uygun bir tasarım, eşitlik kısıtlayıcısının üzerinde olmak zorundadır. Eşitsizlik kısıtlayıcısı için uygun olan bölge, eşitlik kısıtlayıcısı için uygun olan bölgeden daha fazlasını kapsamaktadır. Eşitsizlik kısıtlayıcılarına sahip bir sistem için uygun tasarımları bulmak daha kolaydır.



**Şekil 4.1**  $x_1 = x_2$  ve  $x_1 \leq x_2$  kısıtlayıcıları için uygun bölge

Bir optimizasyon problemi için matematiksel model aşağıdaki gibi yazılabilir [28].

Amaç fonksiyonu :

$$f(x) = f(x_1, x_2, \dots, x_n) \quad (4.1)$$

Kısıt fonksiyonları :

$$h_j(x) = h_j(x_1, x_2, \dots, x_n) = 0; \quad j = 1 \dots p \quad (4.2)$$

$$g_i(x) = g_i(x_1, x_2, \dots, x_n) \leq 0; \quad i = 1 \dots m \quad (4.3)$$

Optimizasyon probleminde  $n$  değişkenli  $x = (x_1, x_2, \dots, x_n)$  vektörü tanımlanırsa, burada  $x$  tasarım değişkenlerini,  $p$  eşitlik kısıtlayıcılarının sayısını,  $m$  eşitsizlik kısıtlayıcılarının sayısını,  $x_n$  ise  $n$ . parametrenin değerini ifade eder. Optimizasyon problemlerinde araştırma yapılabilecek çözüm uzayı, kısıtları sağlayan olası tüm çözümleri barındıran bölgedir. Bu bölgedeki optimum çözüm de amaç fonksiyonunu sağlayan en iyi değerdir.

Standart tasarım optimizasyon modeli için başlıca kurallar şunlardır;

- Bağımsız eşitlik kısıtlarının sayısı ( $p$ ) tasarım değişkenlerinin sayısından ( $n$ ) daha az olmalıdır veya eşit olmalıdır ( $p \leq n$ ).

Eğer  $p > n$  olursa gerektiğinden fazla denklem sistemine sahip olunur. Eğer gereksiz kısıtlayıcılar silinir ve  $p < n$  olursa problem için optimum çözüm olanaklı hale gelir.  $p = n$  olması durumunda sistemin optimizasyonu gereksizdir çünkü eşitlik

kısıtlayıcılarının çözümü sadece optimum çözüme uygundur. Bu çözümler uygun bir eşitlik çözüm metodu kullanılarak elde edilebilir.

- Bağımsız eşitlik kısıtlarının sayısında (p) sınırlama olmasına karşın eşitsizlik kısıtlarının sayısında (m) böyle bir durum söz konusu değildir.
- Bazı optimizasyon problemlerinde herhangi bir kısıtlama yoktur.
- Eğer amaç ve kısıt fonksiyonları x tasarım değişkenine lineer bağlıysa optimizasyon problemi lineer programlama problemi olarak adlandırılır.

#### 4.1. Analitik Optimizasyon Yöntemleri

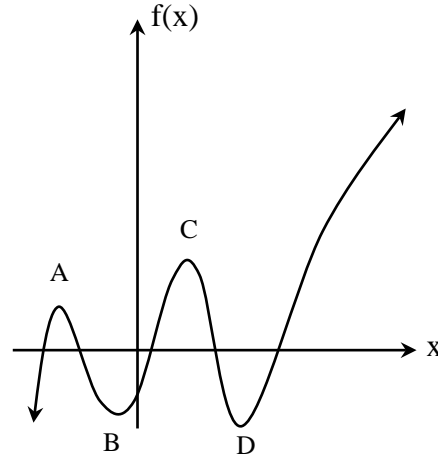
Tasarım optimizasyon probleminde hedef amaç fonksiyonun minimum değerini veren uygun bölgede bir tasarım bulmaktır. n değişkenli bir f(x) fonksiyonu uygun bölgede tüm x'ler için

$$f(x^*) \leq f(x) \quad (4.4)$$

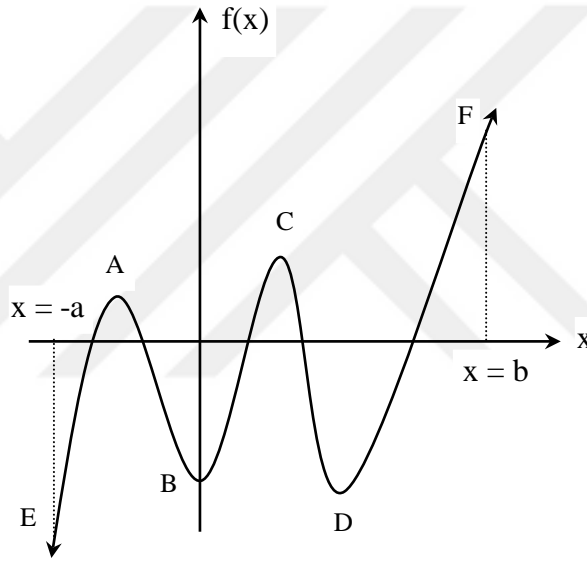
ise  $x^*$  noktasında global minimuma sahiptir. f(x) fonksiyonu yalnızca bir noktada tam global minimuma sahiptir. Buna karşın, eğer fonksiyon değeri bu noktaların herhangi birinde aynı değere sahipse birden fazla global minimuma sahiptir. Benzer şekilde f(x) fonksiyonu  $x^*$ 'in çevresinde (N) yalnızca bir noktada tam lokal minimuma sahiptir. Eğer fonksiyon değeri bu noktaların herhangi birinde aynı değere sahipse N de birden fazla lokal minimuma sahiptir. Lokal ve global maksimumlarda aynı anlamda tanımlanabilir.

Şekil 4.2 ve Şekil 4.3' de global ve lokal minimum ifadeleri grafik olarak gösterilmiştir. Şekil 4.2' de  $x$ ,  $-\infty \leq x \leq \infty$  arasında değerler alır ve fonksiyon B ve D noktalarında en küçük değere sahip olduğundan bu noktalar lokal minimumlardır. Benzer şekilde A ve C noktaları da fonksiyon için lokal maksimum noktalarıdır.

Buna karşın f(x) fonksiyonu ve alan sınırsız ( $x$  ve f(x)  $-\infty$  ve  $\infty$  arasında herhangi bir değer alabildiğinden) olduğundan fonksiyon için global minimum ve maksimum yoktur. Şekil 4.3' de  $x$ ,  $-a$  ve  $b$  arasında sınırlandırılmıştır.



**Şekil 4.2** Sınırsız alan ve fonksiyon



**Şekil 4.3** Sınırlı alan ve fonksiyon

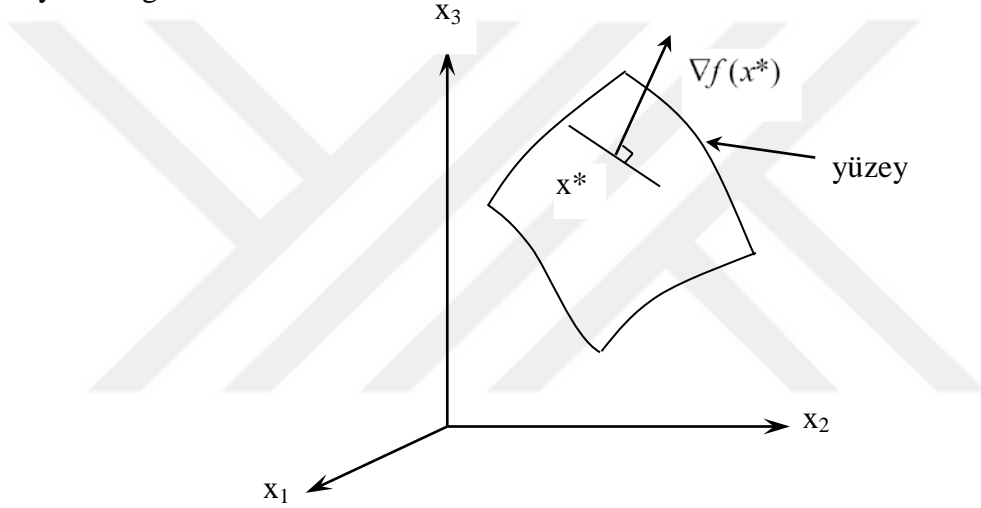
Bu durumda E noktası global minimum ve F noktası da global maksimum değerleridir.  $f(x)$  fonksiyonu için  $x^*$  noktasında  $x_1, x_2$  değerlerine göre kısmi türevler sırasıyla  $\frac{\partial f(x^*)}{\partial x_1}, \frac{\partial f(x^*)}{\partial x_2}$  dir.  $C_i, f(x)$  fonksiyonunun  $x^*$  noktasında  $x_i$  ye göre kısmi türevlerini gösterir.

$$C_i = \frac{\partial f(x^*)}{\partial x_i} \quad i = 1 \dots n \quad (4.5)$$

$x_1, x_2, \dots, n$  değişkenlerine sahip  $n$  değişkenli  $f(x)$  fonksiyonunun gradyant vektörü denklem 4.6' da verildiği gibi tanımlanır.

$$\nabla f(x^*) = \begin{bmatrix} \frac{\partial f(x^*)}{\partial x_1} \\ \frac{\partial f(x^*)}{\partial x_2} \\ \vdots \\ \frac{\partial f(x^*)}{\partial x_n} \end{bmatrix} = \left[ \frac{\partial f(x^*)}{\partial x_1} \quad \frac{\partial f(x^*)}{\partial x_2} \quad \frac{\partial f(x^*)}{\partial x_n} \right]^T \quad (4.6)$$

Gradyant vektörü;  $\nabla f$ ,  $\partial f / \partial x$  grad  $f$  sembolleri ile gösterilir. Şekil 4.4' de görüldüğü gibi gradyant vektörü üç değişkenli bir fonksiyon için geometrik olarak;  $x^*$  noktasında teğet yüzeye diktir. Aynı zamanda o fonksiyonun maksimum artış yönünü gösterir.



**Şekil 4.4**  $x^*$  noktasında  $f(x_1, x_2, x_3)$  için gradyant vektörü

Gradyant vektörünün tekrar türevi alınarak elde edilen matris Hessian matrisi denir. Elde edilen matris formu aşağıdaki gibidir:

$$\left( \frac{\partial^2 f}{\partial x \partial x} \right) = \begin{bmatrix} \frac{\partial^2 f}{\partial x_1^2} & \frac{\partial^2 f}{\partial x_1 \partial x_2} & \dots & \frac{\partial^2 f}{\partial x_1 \partial x_n} \\ \frac{\partial^2 f}{\partial x_2 \partial x_1} & \frac{\partial^2 f}{\partial x_2^2} & \vdots & \frac{\partial^2 f}{\partial x_2 \partial x_n} \\ \vdots & \vdots & \vdots & \vdots \\ \frac{\partial^2 f}{\partial x_n \partial x_1} & \frac{\partial^2 f}{\partial x_n \partial x_2} & \dots & \frac{\partial^2 f}{\partial x_n^2} \end{bmatrix} \quad (4.7)$$

Hessian matrisi  $n \times n$  boyutlarındadır ve genellikle  $H$  yada  $\nabla^2 f$  ile gösterilir.

## 4.2. Sayısal Çözüm Yöntemleri

Optimizasyon problemlerinin çözümünde analitik metotların yetersiz kaldığı durumlarda sayısal metotlara gereksinim duyulur. Birçok mühendislik tasarım probleminde analitik metotların uygun olmamasının temel sebepleri :

Tasarım değişkenlerinin ve kısıtlayıcı sayısının fazla olması durumunda gerek şartlar, çözümü zor olan çok sayıda denklem verir. Tasarım problemleri için fonksiyonlar karmaşık yapıda olması durumunda mühendislik sistemlerinde optimum tasarımlara ulaşmak için sayısal yöntemler geliştirilmiştir. Bu yöntemlerde, ilk tasarıma bir değer verilir ve optimum şartlar sağlanıncaya kadar geliştirilir. Tüm sayısal metotlarda iteratif süreç aşağıdaki gibi tanımlanır.

$$\text{Vektör formu: } x^{(k+1)} = x^{(k)} + \Delta x^{(k)} \quad k = 0,1,2 \dots \quad (4.8)$$

$$\text{Bileşen formu: } x_i^{(k+1)} = x_i^{(k)} + \Delta x_i^{(k)} \quad k = 0,1,2,\dots \quad (4.9)$$

Bu eşitliklerde k iterasyon sayısını, i tasarım değişkenlerinin sayısını,  $x^{(0)}$  herhangi bir başlangıç tasarımını ve  $\Delta x^{(k)}$  da mevcut tasarımdaki küçük değişiklikleri ifade eder. 4.8 ve 4.9 eşitliklerindeki iteratif süreç, optimum şartlar sağlanıncaya kadar veya kabul edilebilir tasarım elde edilinceye kadar devam eder.

Bu formülasyon kısıtlayıcı içermeyen problemler yanında kısıtlayıcı içeren problemlere de uygulanabilir. Kısıtlayıcı içermeyen problemler de  $\Delta x^{(k)}$  değerinin hesabı, amaç fonksiyonuna ve onun mevcut tasarım noktasındaki türevine bağlıdır.

Kısıtlayıcı içeren problemlerde, tasarımdaki değişimler ( $\Delta x^{(k)}$ ) hesaplanırken kısıtlayıcılar dikkate alınmak zorundadır. Böylelikle  $\Delta x^{(k)}$  değerinin belirlenmesinde, amaç fonksiyonu ve onun türevine ilave olarak kısıtlayıcı fonksiyon ve türevi de önemli rol oynar. Kısıtlayıcı içeren ve içermeyen problemlerde  $\Delta x^{(k)}$  değerinin hesaplanması için değişik yöntemler vardır. Optimizasyon yöntemlerinde tasarımdaki değişimler 4.10 denkleminde görüldüğü gibi iki kısımdan oluşur.

$$\Delta x^{(k)} = \alpha_k \cdot d^{(k)} \quad (4.10)$$

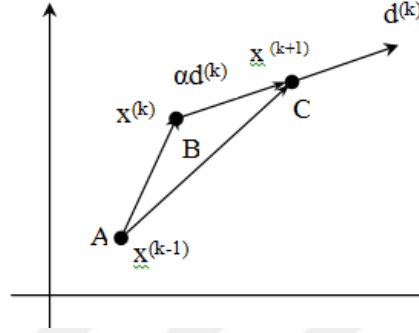
Burada  $d^{(k)}$ ; tasarım alanında hareketin istenilen araştırma yönünü ve  $\alpha_k$ ; yöndeki adım büyüklüğü olarak adlandırılan pozitif değerdir.



Böylece  $\Delta x^{(k)}$  hesaplama prosesi;

1. Yön bulma alt problemi
2. Adım uzunluğu tanımlama alt problemi

olmak üzere iki alt probleme ayırmak suretiyle çözülür.



Şekil 4.5 İteratif adımların kavramsal gösterimi

Şekil 4.5' de bir tasarım noktasından daha sonraki noktaya hareket etme süreci gösterilmiştir. Bu şekilde B, mevcut (şu anki) tasarım noktası,  $d^{(k)}$  istenilen araştırma yönü ve  $\alpha$  adım uzunluğudur. Böylece  $\alpha d^{(k)}$  mevcut tasarıma ilave edildiği zaman tasarım alanında yeni bir tasarım noktasına ulaşılır. Tüm süreç C noktasından tekrar eder. Bu, adım büyüklüğü  $\alpha$  ve araştırma yön vektörü  $d^{(k)}$  değerlerini hesaplamak için bir çok yöntem olduğunu gösterir. Yöntemlerin değişik kombinasyonları farklı optimizasyon algoritmalarını geliştirmede kullanılabilir. Özet olarak optimizasyon problemleri için sayısal metotların temel mantığı, optimum tasarım için uygun bir başlangıç değeri ile başlamaktır.

İteratif süreç kısıtlayıcı içeren ve içermeyen problemlerin ikisi içinde bir genel algoritma olarak aşağıdaki gibi özetlenebilir :

1. Uygun başlangıç tasarımı ( $x^{(0)}$ ) belirlenir. İterasyon sayısı  $k=0$ .
2. Tasarım alanındaki uygun araştırma yönü ( $d^{(k)}$ ) belirlenir. Bu hesaplama genel olarak kısıtlayıcı içermeyen problemler için amaç fonksiyonu değeri ve gradyan, kısıtlayıcı içeren problemler için bunlara ilave olarak kısıtlayıcı fonksiyonlar ve gradyanlarını gerektirir.
3. Algoritmanın yakınsaması kontrol edilir. Eğer yakınsıyorsa iteratif süreç tamamlanır aksi durumda devam eder.
4. Pozitif adım büyüklüğü  $\alpha_k$  hesaplanır.

$$5. \quad x^{(k+1)} = x^{(k)} + \alpha_k d^{(k)} \quad (4.11)$$

bağıntısı ile yeni tasarım hesaplanır.  $k = k+1$  olduğunda ikinci adıma dönülür.

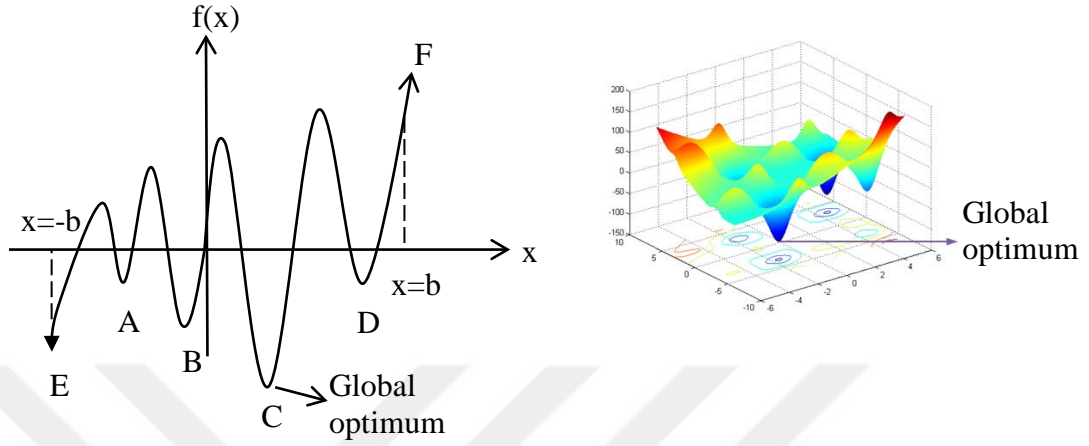
### 4.3. Popülasyon Temelli Optimizasyon Yöntemleri

Günümüz mühendislik tasarımlarında optimizasyon önemli bir yer tutmaktadır. Özellikle karmaşık yapıdaki tasarım problemlerinin optimizasyon yöntemleri kullanılarak çözülebilmesi için farklı çalışmalar yapılmaktadır. Tasarım optimizasyon problemlerinde tasarımı tanımlayan değişken sayısı, bu değişkenlerin alt ve üst sınırları, problemin lineer veya nonlineer olması ve kısıt sayısı gibi etkenlere bağlı olarak problemler karmaşık bir hal alabilmektedir. Optimizasyon probleminin yapısından kaynaklanan bu tür karmaşık durumlarda optimum sonuçlara ulaşmak ya çok uzun zaman almakta ya da optimum noktaya ulaşılamamaktadır.

Analitik ve sayısal optimizasyon yöntemleri, optimizasyon sürecinde her iterasyonda amaç fonksiyonunun türevinin hesaplanmasını gerektirdiğinden çok fazla hesaplama zamanı gerektirmektedir. Türev temelli yöntemlerde optimizasyon döngüsüne tek bir nokta ile başlanmaktadır. Bu yöntemlerde optimizasyon başlangıcında rastgele seçilen başlangıç noktasının global optimum değere yakın seçilememesi durumunda optimum değere ulaşılamamakta ve çok fazla sayıda iterasyon gerektirmektedir. Türev temelli yöntemlerin belirtilen zayıf yönleri araştırmacıları değişik arayışlara yönlendirmiştir. Türev temelli yöntemlerin anılan yetersizliklerine çözüm bulmak, optimizasyon süresini minimize etmek ve global optimum değerlere hızlı bir şekilde ulaşmak için son yıllarda doğadan esinlenen popülasyon temelli optimizasyon yöntemleri geliştirilerek değişik alanlardaki optimizasyon çalışmalarında yoğun bir şekilde kullanılmaktadır.

Türeve gereksinim duymayan popülasyon temelli optimizasyon yöntemlerinin dayandığı temel prensip, optimizasyon işlemine türev temelli yöntemlerde olduğu gibi tek nokta ile başlamak yerine, popülasyonla (birden fazla başlangıç noktası ile) başlanması ve bu popülasyonun iyileştirilerek optimum noktaya ulaşılmaya çalışılmasıdır. Süreç temel olarak, rastgele üretilen çözüm alternatiflerinden en iyisinin seçilmesi ve bu en iyi etrafında daha iyi seçimler yapılmasına dayanır. Belli bir iterasyon sonunda ya optimum noktaya ulaşırlar ya da optimum noktaya yakın bir sonuç elde edilir. Şekil 4.6' da bir  $f(x)$  fonksiyonu için A, B, D noktaları lokal (ara-

yerel) minimum değerlerini, C noktası ise global (gerçek) minimum değerini ifade eder. Mühendislik problemlerinde amaç, global optimum değeri (C noktası) bulmaktır. Bu durum, mevcut optimizasyon yöntemleri ile her bir optimizasyon döngüsünde her zaman mümkün olamamaktadır.



**Şekil 4.6** Lokal ve global optimum noktaların grafiksel gösterimi [29]

Popülasyon temelli optimizasyon yöntemlerinden ilk geliştirilen genetik algoritmalarıdır [30]. Genetik algoritmalar, türev temelli yöntemlere göre kısa zamanda daha iyi sonuçlar vermesine rağmen karmaşık yapıdaki problemlerde lokal optimumlara takılabilmekte (A, B, D) ve global optimum değere (C) yakınsayamamaktadır. Optimizasyon konusunda yapılan araştırmaların hedefi global optimum noktaya en kısa zamanda ulaşmaktır [11,12,31-33].

Mevcut popülasyon temelli optimizasyon yöntemleri gereksinimleri belli ölçüler dahilinde karşılamasına rağmen özellikle çok sayıda lokal optimum (gerçek optimum değer olmayan ara-yerel optimum değerler) noktanın olduğu karmaşık yapıdaki problemlerle karşılaşıldığında bu tekniklerin lokal optimumlara takılması ve global optimum (gerçek optimum) değere yakınsama (ulaşma) konusunda yetersiz kalması bu yöntemlerin en önemli eksiklikleridir. Bu yetersizlikler yeni yöntemlerin geliştirilmesini zorunluluk haline getirmiştir. Mevcut çözümün iyileştirilmesini sağlamak amacıyla herhangi bir metasezgisel ile bir araya getirilen bir yerel arama metodu ile melez yapılar oluşturulabilmektedir. Literatürde var olan başlıca melez yapılar genetik algoritmalar, benzetimli tavlama algoritması, karınca kolonisi optimizasyonu, tabu arama algoritması ve parçacık sürü optimizasyonu ile bazı yerel arama sezgisellerin bir araya getirilmesi ile oluşturulmuştur.

Bu tez kapsamında, literatürdeki mevcut optimizasyon yöntemlerinden genetik algoritma, parçacık sürüsü optimizasyon algoritması ve diğer yöntemlere göre global optimum noktaya hızlı bir şekilde ulaşma konusunda daha başarılı yeni bir optimizasyon yöntemi olan yüklü sistem arama algoritmasının [11-18] kullanılması ile global optimum noktaya daha kısa sürede ulaşılması sağlanarak, yorulma dayanımı açısından istenilen çalışma şartlarında gerekli ömür çevrim sayısını aşabilen ve daha hafif yeni bir salıncak kolunun optimum tasarımı ile ilgili çalışmalarda kullanılmıştır.

Bu tezde optimizasyon yöntemi olarak yüklü sistem arama algoritması Nelder-Mead lokal arama yöntemi melezleştirilerek kullanılmıştır. Bu çalışma için yüklü sistem arama optimizasyon algoritmasının tercih edilmesinin temel nedeni;

Kaveh ve ark. [11-13] tarafından yapılan çalışmalarda, çekme yayı(tension spring), kaynaklı kiriş, basınçlı kap, kiriş yapı tasarım optimizasyon problemleri gibi literatürde yeni geliştirilen optimizasyon algoritmalarının etkinliğinin tespitinde ve kanıtlanmasında en yaygın şekilde kullanılan benchmark (test) problemlerine ait karşılaştırmalı tablolar ile ülkemiz araştırmacıları tarafından yapılan farklı bir alandaki uygulama sonuçlarına [14] ait karşılaştırmalı tablolar incelendiğinde, yüklü sistem arama algoritması ile elde edilen sonuçların literatürdeki mevcut yöntemlere göre (parçacık sürüsü optimizasyon algoritması, genetik algoritmalar, karınca koloni algoritması, armoni arama algoritması, benzetim tavlama algoritması, evrimsel stratejiler, tabu arama algoritması) şu ana kadar bulunan en iyi değerler olması, kısa zamanda global optimum noktaya yakınsayabilmesi ve standart sapmaların literatürdeki en düşük değerler olmasındandır.

#### **4.4. Meta-Modelleme**

Meta-modellemenin temel mantığı, taguchi ortogonal dizileri, latin hiperküp örnekleme gibi değişik metotlar ile tanımlanan belirli örneklemenin yapıldığı noktalardaki fonksiyon değerlerini kullanarak sistemi temsil eden bir yaklaşık model elde etmektir [34-36]. Meta-modelleme işleminde, tasarım değişkenlerinin değerleri başlangıçta verilen aralıklarda kalacak şekilde taguchi ortogonal dizileri, latin hiperküp örnekleme gibi yöntemlerle elde edilen örnek noktalara ait amaç fonksiyonu değerleri simülasyon, analiz veya deneyler ile bulunur. Bu çalışmada

Latin Hiperküp Örnekleme (LHÖ) yöntemi kullanılmıştır. LHÖ yönteminin avantajı az sayıda örneklem ile sistemi temsil etme kabiliyetinin yüksek olmasıdır. Latin hiperküp örnekleme yöntemi için N sayıda deneyden oluşturulan tablodan sistemi temsil eden ve amaç fonksiyonunu tanımlayan bir denklem elde edilir. Tasarım değişkeninin verilen aralıklarındaki istenen bir değer için tasarım değişkenleri meta-modelleme yöntemleri ile elde edilen denklemde yerine koyulunca tekrar simülasyon veya deney yapmadan o noktaya ait amaç fonksiyonu değerini (örneğin; tasarım değişkenlerinin verilen değerlerindeki parça ağırlığı, eğer yorulma analizi yapıyorsak çevrim sayısı) bulmamıza olanak sağlar.

Meta-modelleme genellikle tekrar deney yapmanın çok pahalı olduğu veya çarpışma simülasyonları gibi bilgisayarda yapılan hesaplama/analizlerin çok zaman aldığı durumlarda tercih edilir. Literatürde en yaygın bilinen meta-modelleme teknikleri, cevap yüzey metodu (response surface method- RSM), radyal temelli fonksiyonlar (radial basis functions-RBF), destek vektör regresyonu (support vector regression) ve kriging metodudur. Radyal temelli fonksiyonlar, cevap yüzey yaklaşımı ve diğer metotlara göre gerçek analizlere daha yakın sonuçlar vermesi nedeniyle tercih edilen meta-modelleme yöntemidir[34-36].

#### **4.4.1. Latin hiperküp örnekleme yöntemi**

Bu çalışmada örnekleme yöntemlerinden birisi olan Latin Hiperküp Örnekleme (LHÖ) yöntemi kullanılmıştır. LHÖ yöntemi, bilinen bir olasılık dağılımı ve ona ait olasılık yoğunluk fonksiyonu için örneklemeler alınabilmesini sağlayan bir yöntemdir. LHÖ değişkenlerin dağılımlarından örneklem elde etmede etkili olan tabakalı ve rastgele bir prosedürdür.

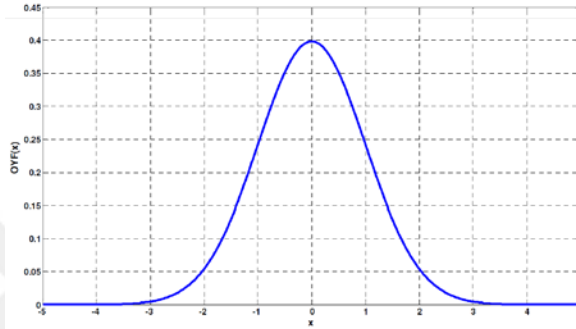
Herhangi bir değişkenin sayısal olarak örneklenebilmesi için bu dağılıma ait olasılık yoğunluk fonksiyonuna (OYF) ihtiyaç vardır. Olasılık dağılımlarını tanımlamada en sık başvurulan yollardan biri OYF kullanmaktır. Sürekli bir rastgele değişken (X) için olasılıkları tayin etmede kullanılan matematiksel bir fonksiyondur. Normal dağılıma karşı gelen çan eğrisi buna bir örnektir. OYF, herhangi bir dağılıma sahip değişkenin hangi olasılıkla gerçekleşeceğine dair ipuçları edinilmesini sağlar ve aşağıdaki gibi ifade edilebilir[37]:

$$\varphi_{\mu,\sigma^2}(x)=\frac{1}{\sqrt{2\pi\sigma^2}}e^{-\frac{(x-\mu)^2}{2\sigma^2}} \quad (4.12)$$

Standart normal dağılım için yoğunluk fonksiyonu ise;

$$\varphi(x)=\varphi_{0,1}(x)=\frac{1}{\sqrt{2\pi}}e^{-\frac{x^2}{2}} \quad (4.13)$$

Burada; x normal dağılıma sahip olan değişken,  $\mu$  beklenen değer,  $\sigma^2$  ise varyanstır. Normal dağılıma sahip bir değişkenin OYF grafiği şekil 4.7'deki gibidir.



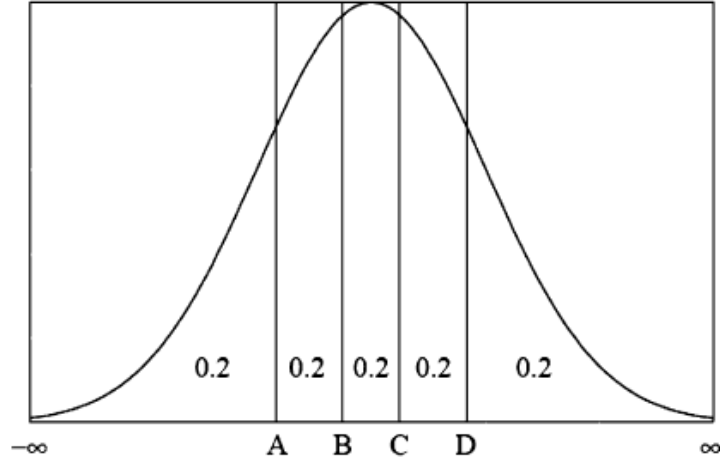
**Şekil 4.7** Normal dağılıma sahip bir x değişkenin olasılık yoğunluk fonksiyonu [36]

Herhangi bir dağılımın OYF'na ait örneklemeler yapabilmek için bu dağılıma ait birikimli dağılım fonksiyonuna (BDF) ihtiyaç vardır. Bir olasılık dağılımı için BDF fonksiyonu, bir rassal X değişkeni için tanımlı OYF kullanılarak hesaplanabilir ve olay olasılığının x değerinden küçük veya eşit olma olasılığını gösterir.

Herhangi bir X değişkenin belirli bir aralıktaki beklenen değerini bulmak için o aralıkta BDF'nin integralini almak gerekir. BDF, 0 ile 1 arasında bir değer alır ve ve aşağıdaki gibi ifade edilebilir:

$$\varphi_{\mu,\sigma^2}(x)=\int_{-\infty}^x \varphi_{\mu,\sigma^2}(u) du=\frac{1}{\sigma\sqrt{2\pi}} \int_{-\infty}^x \exp\left(-\frac{(u-\mu)^2}{2\sigma^2}\right) du =\varphi\left(\frac{(x-\mu)}{\sigma}\right) \quad (4.14)$$

LHÖ ile bir olasılık dağılımına uygun rastgele sayılar üretebilmek için öncelikle her değişken için ayrı olmak üzere, dağılıma ait OYF örnekleme sayısı kadar eşit alanlı parçalara bölünür (Şekil 4.8). Örnekleme esnasında bu parçalardan biri rastgele olarak seçilir ve bir kere seçilen parça bir daha seçilmez.



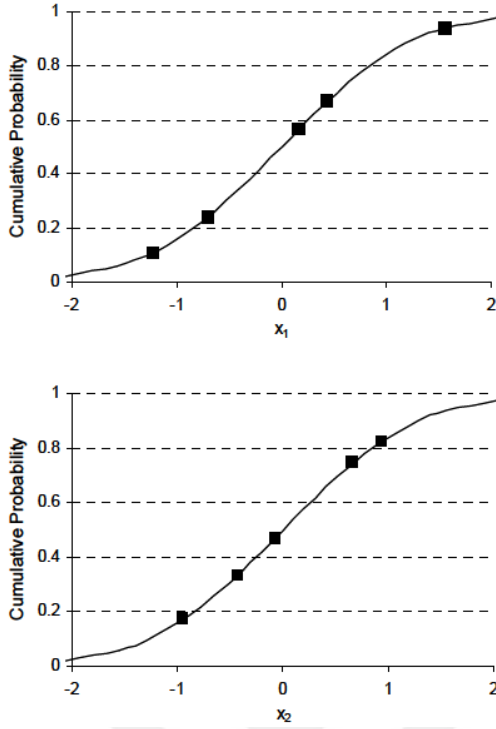
**Şekil 4.8** Normal dağılıma sahip bir x değişkeninin LHÖ yöntemi uygulanırken eşit alanlı parçalara ayrılması [36]

Hangi parça seçilmişse bunun içinden bir nokta rastgele olarak seçilir. Normal dağılıma sahip ve seçilen parçanın sınırları aralığında üretilen sayı, BDF fonksiyonunun tersinde yerine konularak x değerlerine çevrilir.

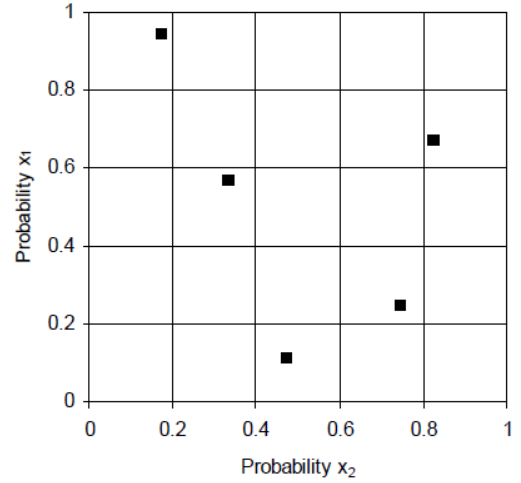
$$x = BDF^{-1}(\text{Prob}) \quad (4.15)$$

Böylece rastgele seçilen parçanın içinden rastgele bir değer bulunmuş olur. X değişkeni için elde edilen değerler diğer değişkenlerin değerleri ile rastgele eşleştirilir. Şekil 4.9' da  $x_1$  ve  $x_2$  olmak üzere 2 değişkene sahip bir probleme Latin hiperküp örnekleme uygulanmıştır. Her iki değişken için ayrı ayrı eşit 5 aralığa bölünen OYF eğrisinde her parça içinden rastgele seçilen  $x_1$  ve  $x_2$  değişkenlerine ait olasılık değerleri BDF eğrisinde gösterilmiştir. BDF' nin tersi kullanılarak elde edilen değerler yine rastgele olarak şekil 4.9' da eşleştirilmiştir.

LHÖ yönteminin avantajı ise az sayıda örneklem ile sistemi temsil etme kabiliyetinin yüksek olmasıdır ki bu da OYF' nin öncelikle eşit alanlı parçalara ayrılması, her parçasının mutlaka ve yalnız bir defa kullanılmasındandır.



(a)



(b)

**Şekil 4.9** LHÖ örneği: (a)  $x_1$  ve  $x_2$  değişkenlerinin 5 aralıkta rastgele katmanlı örnekleme (b)  $x_1$  ve  $x_2$  'nin Latin Hiperküp formunda rastgele eşleştirilmesi [38]

#### 4.4.2. Radyal temelli fonksiyonlar (Radial basis functions-RBF)

Bu tez kapsamında radyal temelli fonksiyonlar meta-modelleme tekniği, optimizasyon çalışmasında gerekli olan amaç ve kısıt fonksiyonlarına ait denklemlerin (3.7-3.9 denklemleri) elde edilmesinde kullanılmıştır. Radyal temelli fonksiyonlar meta-modelleme tekniği ile elde edilen denklemler (3.7-3.9), salıncak kolu optimizasyon problemine ait matematiksel modelin oluşturulmasında ve bu matematiksel modelin yüklü sistem arama algoritması ile optimizasyonu çalışmalarında kullanılmıştır. Literatürde bazı taşıt parçalarının optimizasyonu üzerine yapılan çalışmalar [34-36] incelendiğinde, radyal temelli fonksiyonlar ile elde edilen denklemler kullanılarak yapılan optimizasyon çalışmaları sonucunda elde edilen optimum tasarıma ait sonuçlar ile optimum tasarım için tekrar yapılan doğrulama analizleri ile elde edilen sonuçlar arasındaki farkın başka bir ifade ile hata oranının düşük olmasındandır. Radyal temelli fonksiyonlar her bir örnekleme noktasında simetrik ve ortalanmış olan temel fonksiyonların bir serisini kullanmakta olup, aslen dağılık çok değişkenli data interpolasyonu için geliştirilmiştir [34-36]. RBF, çarpışma analizleri ile optimum çarpışma performansının bulunması, optimum



ürün tasarımı, okyanus derinliğini ölçülmesi, irtifa ölçümü, yağış miktarının ölçümü, etüt çalışmaları, haritalama, coğrafya, jeoloji ve tıbbi görüntüleme gibi çeşitli çalışma alanlarında kullanılmaktadır.  $f_{(x)}$  değişkeni gerçek amaç fonksiyonu ve  $f_{(x)}$ ' bu değişkenin genel formdaki klasik RBF den elde edilen yakınsaması olsun;

$$f_{(x)}' = \sum_{i=1}^n \lambda_i \phi (\|x-x_i\|) \quad (4.16)$$

4.16 denkleminde, n örnekleme sayısını, x tasarım değişkenleri vektörünü,  $x_i$ , i. örnekleme noktasındaki tasarım değişkenlerinin vektörünü,  $\|x-x_i\|$  öklit mesafesini,  $\phi$  temel fonksiyonunu ve  $\lambda_i$  bilinmeyen bir ağırlık katsayısını temsil etmektedir. Bu nedenle, bir RBF ağırlık katsayılı n adet temel fonksiyonun lineer bir kombinasyonu olarak değerlendirilebilir. Çok kullanılan bazı temel fonksiyonlar aşağıda ifade edilmiştir.

İnce plaka eğrisi:

$$\phi_{(r)} = r^2 \quad (4.17)$$

Gauss:

$$\phi_{(r)} = e^{-cr^2}, \quad 0 < c \leq 1 \quad (4.18)$$

Çoklu ikinci derece:

$$\phi_{(r)} = \sqrt{r^2 + c^2}, \quad 0 < c \leq 1 \quad (4.19)$$

Ters çoklu ikinci derece:

$$\phi_{(r)} = \frac{1}{r^2 + c^2}, \quad 0 < c \leq 1 \quad (4.20)$$

Örnekleme noktalarından elde edilen n adet tasarım değişkeni vektörünü ve bu vektörlere karşılık gelen fonksiyon değerlerini göz önüne alarak  $f_{(x)}$ ' ve x'i denklem 4.16' da yerine koyarsak, aşağıdaki n adet denklemi elde etmiş oluruz.

$$f_{(x_1)}' = \sum_{i=1}^n \lambda_i \phi (\|x_1-x_i\|) \quad (4.21)$$

$$f_{(x_2)}' = \sum_{i=1}^n \lambda_i \phi (\|x_2-x_i\|) \quad (4.22)$$

$$f_{(x_n)}' = \sum_{i=1}^n \lambda_i \phi (\|x_n-x_i\|) \quad (4.23)$$

Bu denklemleri matris formatında ele alırsak, aşağıdaki ifadeye ulaşabiliriz.

$$f = A\lambda \quad (4.24)$$

$$f = [f_{(x_1)}', f_{(x_2)}', \dots, f_{(x_n)}']^T \quad (4.25)$$

$$A_{i,j} = \phi (\|x_n-x_i\|) \quad (i=1, 2, \dots, n, j=1, 2, \dots, n) \quad (4.26)$$

$$\lambda = [\lambda_1 \lambda_2 \dots \lambda_n]^T \quad (4.27)$$

Katsayı vektörü  $\lambda$  denklem 4.24 çözülerek elde edilir. Yukarıda bahsedilen ileri derecede lineer olmayan fonksiyonları kullanan bir RBF lineer cevaplar için uygun sonuçlar vermemektedir [39]. Bu sorunu ortadan kaldırmak için, aşağıdaki gibi bir polinomal fonksiyon ihtiva eden bir RBF'e ihtiyaç duyulmaktadır.

$$f_{(x)}' = \sum_{i=1}^n \lambda_i \phi(\|x-x_i\|) + \sum_{j=1}^m c_j p_j(x) \quad (4.28)$$

4.28 denkleminde m toplam polinom terimlerini ve  $c_j$  ( $j=1,2,\dots, m$ ) ise karşılık gelen katsayıyı ifade etmektedir. Görüleceği üzere, denklem 4.28, doğru bir kanıya varmak için yeterli değildir, çünkü problemde çözümlenmesi gereken parametre sayısı mevcut örnekleme noktalarından elde edilen denklem sayısından fazladır. Bu nedenle, katsayı  $\lambda'$  ya ortogonellik şartı aşağıdaki gibi uygulanmıştır.

$$\sum_{i=1}^n \lambda_i p_j(x_i) = 0, \text{ for } j = 1, 2 \dots m \quad (4.29)$$

Denklem 4.28 ve 4.29' u matris formunda kombine edersek;

$$\begin{bmatrix} A & P \\ P^T & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \lambda \\ c \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} f \\ 0 \end{bmatrix} \quad (4.30)$$

Burada;

$$A_{i,j} = \phi(\|x_n - x_i\|) \quad (i = 1, 2 \dots n, j = 1, 2, \dots, n) \quad (4.31)$$

$$P_{i,j} = p_j(x_i) \quad (i=1,2,\dots,n, j=1,2,\dots,m) \quad (4.32)$$

$$\lambda = [\lambda_1 \lambda_2 \dots \lambda_n]^T \quad (4.33)$$

$$c = [c_1 c_2 \dots c_m]^T \quad (4.34)$$

$$f = [f_{(x_1)}', f_{(x_2)}', \dots, f_{(x_n)}']^T \quad (4.35)$$

Denklem 4.30,  $(n+m)$  adet denklemi ihtiva etmektedir ve çözümünü denklem 4.28' de verilen RBF formu için katsayılar  $\lambda$  ve  $c'$  yi vermektedir. Ayrıca, RBF tüm örnekleme noktasından geçmektedir. Bu demektir ki, tahmin edilen fonksiyon değerleri, gerçek ölçülen değerlere örnekleme noktalarında eşittir. Bu denklem 4.30' da izlenen katsayı bulma yöntemiyle gözlemlenebilmektedir.

#### 4.5. Yüklü Sistem Arama Algoritması

Elektrik yükünü çevreleyen boşluk bir elektrik alan oluşturur ve diğer elektrik yüklü cisimlere bir kuvvet uygular. Bir noktasal yükü çevreleyen elektrik alan Coulomb Yasasıyla ifade edilir. Durgun haldeki iki elektrik yük arasındaki karşılıklı elektriksel kuvvet, yükün değerlerine, içinde buldukları ortama ve iki yükün değerine bağlı bulunmaktadır. Coulomb yasasına göre, yüklü iki parçacık arasındaki karşılıklı elektriksel kuvvet, bu yüklerin değerleri çarpımı ile doğru orantılı, yükler arasındaki uzaklığın karesi ile ters orantılıdır. Bu kuvvet denkleminin skaler ve vektörel kısmı ile kuvvetin büyüklüğü ve yönü belirlenir. Kuvvet vektörlerinin doğrultusu yükleri birleştiren doğru üzerindedir. Bu yasaya göre iki noktasal yük arasındaki elektrik yükünün büyüklüğü 4.36 denklemi ile hesaplanır;

$$F_{ij}=k_e \frac{q_i q_j}{r_{ij}^2} \quad (4.36)$$

Denklemi ile hesaplanır.  $r_{ij}$  iki yük arasındaki mesafe,  $k_e$  ise coulomb sabitidir. Homojen dağılımlı yüke sahip  $a$  yarıçaplı yalıtkan bir kürenin toplam pozitif yüküne  $q_i$  dersek küre dışındaki herhangi bir noktadaki elektriksel alan  $E_{ij}$ ;

$$E_{ij}=k_e \frac{q_i}{r_{ij}^2} \quad (4.37)$$

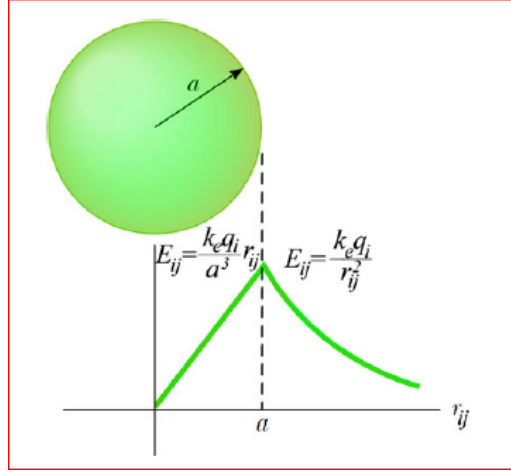
Küre içindeki bir noktadaki elektriksel alan ise;

$$E_{ij}=k_e \frac{q_i}{a^3} r_{ij} \quad (4.38)$$

ile hesaplanır. Elektriksel alan küre içinde  $r_{ij}$  ile lineer olarak değişir. Bir noktanın elektriksel alan büyüklüğü küre içinde ve dışında aynıdır.

Elektrik yükleri ele alınan sistemde eğer birden fazla ise  $r_j$  noktasındaki bileşke elektrik alanı;

$$E_j = \sum_{i=1, i \neq j}^N E_{ij} \quad (4.39)$$



**Şekil 4.10** Yüklü bir kürede elektriksel alan  $E_{ij}$  nin  $r_{ij}$  ye göre değişimi [11]

Denklemleri ile bulunur. Burada  $N$  yüklü parça sayısıdır.  $E_{ij}$  elektriksel alanı aşağıdaki denklemlerle ifade edilir;

$$E_{ij} = \begin{cases} r_{ij} < a \text{ ise} & \frac{k_e q_i}{a^3} r_{ij} \\ r_{ij} \geq a \text{ ise} & \frac{k_e q_i}{r_{ij}^2} \end{cases} \quad (4.40)$$

$r_j$  noktasındaki  $q_j$  yüklü ve  $r_i$  noktasındaki  $q_i$  yüklü sistemin toplam elektriksel alan büyüklüğü ve yönünü elde etmek için;

$$F_{ij} = E_{ij} q_j \frac{r_i - r_j}{\|r_i - r_j\|} \quad (4.41)$$

Denklemleri kullanılmakta olup çoklu yüklerde ise aşağıdaki gibi özetlenebilir;

$$F_j = k_e q_j \sum_{i, i \neq j} \left( \frac{q_i}{a^3} r_{ij} \cdot i_1 + \frac{q_i}{r_{ij}^2} \cdot i_2 \right) \frac{r_i - r_j}{\|r_i - r_j\|} \begin{cases} i_1 = 1, i_2 = 0 \leftrightarrow r_{ij} < a \\ i_1 = 0, i_2 = 1 \leftrightarrow r_{ij} \geq a \end{cases} \quad (4.42)$$

Yüklü arama sistemi (YSA), her bir etkenin (YP), diğer etkenlere bir elektriksel kuvvet gönderen homojen yük dağılımına sahip yüklü bir küreyi temsil ettiği, popülasyon tabanlı bir arama algoritmasıdır. Kuvvetlerin büyüklüğü, küre içindeki yüklü parçacıklar için ayrılma uzaklığı ile doğru orantılıyken, küre dışındaki yüklü

parçacıklar için ayrılma uzaklığının karesiyle ters orantılıdır. Ortaya çıkan kuvvetler veya ivmeler ve hareket kanunları etkenlerin yeni konumlarını belirlemektedirler. Birçok karar değişkeninden oluşan aday sonuçlar ( $X_i$ ) yüklü etken olarak temsil edilir. Kuvvetin büyük olması etkenlerin iyi sonuçlara sahip olduğunu gösterirken yük miktarı ise amaç fonksiyonu değeri  $fit(i)$  yi verir. YSA algoritmasının adımları aşağıdaki gibi özetlenebilir:

Adım 1: Başlatma. Etkenlerin başlangıç pozisyonu arama uzayında rastgele belirlenmiş olup, yüklü parçacıklarının başlangıç hızları sıfır olarak kabul edilmiştir. Etkenler için uygunluk fonksiyonunun değerleri karşılaştırılıp, artan sırayla sıralanmıştır. Tüm etkenler içinde en iyisi  $X_{best}$  olarak tanımlanacak olup, uygunluğu  $Fit_{best}$  olarak ifade edilecektir. Benzer şekilde, en kötü etken de  $Fit_{worst}$  uygunluğuna sahip olacaktır. Bir dizi ilk yüklü parçacık ve onların uygunluk fonksiyonu değerleri hafızaya alınmıştır, buna da yük hafızası (YH) adı verilmiştir.

Adım 2: Kuvvetlerin belirlenmesi. Herbir yüklü parçacık için kuvvet vektörlerinin hesaplanması aşağıdaki şekilde gerçekleştirilmektedir.

$$F_j = \sum_{i,i \neq j} \left( \frac{q_i}{a^3} r_{ij} \cdot i_1 + \frac{q_i}{r_{ij}^2} \cdot i_2 \right) p_{ij}(x_i - x_j) \quad \begin{cases} j=1,2,\dots,N \\ i_1=1, i_2=0 \leftrightarrow r_{ij} < a \\ i_1=0, i_2=1 \leftrightarrow r_{ij} \geq a \end{cases} \quad (4.43)$$

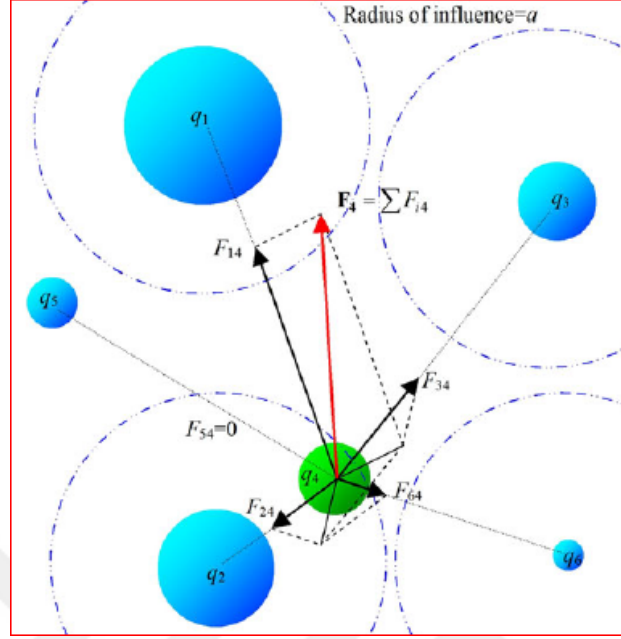
Burada  $F_j$  j. parçacığa etki eden net kuvveti, N ise parçacık sayısını sembolize etmektedir. Şekil 4.11' de yüklü bir parçacığa etki eden net kuvvet gösterilmektedir.

Her bir yüklü parçacık için yükün büyüklüğü ( $q_i$ ) çözüm kalitesi gözetilerek aşağıdaki şekilde belirlenmiştir;

$$q_i = \frac{fit(i) - fit_{worst}}{fit_{best} - fit_{worst}} \quad i=1,2,\dots,N \quad (4.44)$$

Bu denklemde  $Fit_{best}$  ve  $Fit_{worst}$  sırasıyla en iyi ve en kötü parçacık uygunluğunu,  $fit(i)$  i etkeninin uygunluğunu, N ise toplam yüklü parçacık sayısını ifade etmektedir. İki yüklü parçacık arasındaki ayrılma mesafesi  $r_{ij}$  aşağıdaki denklem yardımıyla hesaplanmaktadır.

$$r_{ij} = \frac{\|X_i - X_j\|}{\|(X_i + X_j)/2 - X_{best}\| + \varepsilon} \quad (4.45)$$



Şekil 4.11 YP' ye etki eden net kuvvetin hesabı [11]

Bu denklemde  $X_i$  ve  $X_j$  sırasıyla  $i$ . ve  $j$ . yüklü parçacıklarının pozisyonlarını ifade etmekte olup,  $X_{best}$  geçerli yüklü parçacığın en iyi pozisyonunu ve  $\varepsilon$  ise Matlab programında  $2.2204e-016$ 'a eşit olarak alınan ve tekillik problemlerini ortadan kaldırmak için kullanılan küçük bir pozitif sayıyı ifade etmektedir. Ayrıca,  $p_{ij}$  her bir yüklü parçacığın diğerlerine doğru hareket etmesi olasılığı olmakla beraber, aşağıdaki fonksiyon kullanılarak elde edilmiştir.

$$p_{ij} = \begin{cases} 1 & \& \frac{\text{fit}(i) - \text{fit}_{best}}{\text{fit}(j) - \text{fit}(i)} > \text{rand} \vee \text{fit}(j) > \text{fit}(i) \\ 0 & \& \text{else} \end{cases} \quad (4.46)$$

4.46 denkleminde  $\text{rand}$ , (0,1) aralığında homojen dağılımlı bir rastgele sayıyı ifade etmektedir. Yukarıda anlatıldığı üzere, her bir yüklü parçacık, homojen yük dağılıma sahip yüklü bir küre olarak düşünülmektedir. Arama uzayının büyüklüğü göz önüne alındığında  $a$  için en uygun değer aşağıdaki şekilde belirtilmiştir.

$$a = 0.01 \times \max(\{x_{i,max} - x_{i,min} \mid i = 1, 2, \dots, ng\}) \quad (4.47)$$

Adım 3: Çözüm üretimi. Herbir yüklü parçacığın, yeni pozisyon ve hız değerleri aşağıdaki denklem yardımıyla hesaplanmaktadır.

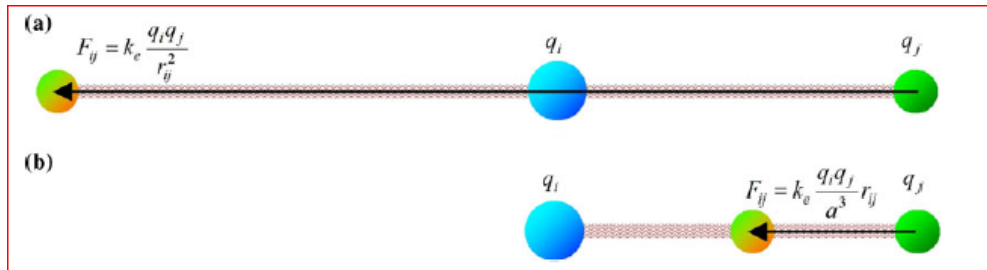
$$X_{j,new} = \text{Fix}(\text{rand}_{j1} \cdot k_a \cdot F_j + \text{rand}_{j2} \cdot k_v \cdot V_{j,old} + X_{j,old}) \quad (4.48)$$

$$V_{j,new} = X_{j,new} - X_{j,old} \quad (4.49)$$

Bu 4.48 numaralı denklemlerde  $k_a$  ivme katsayısını,  $k_v$  bir önceki hızın etkisini kontrol etmek amacı ile kullanılan hız katsayısını ve  $\text{rand}_{j1}$  ve  $\text{rand}_{j2}$  ise (0,1) aralığında homojen dağılımlı rastgele sayıları temsil etmektedir. Ayrıca  $\text{Fix}(X)$ , her bir  $x$  elemanını en yakın izin verilebilir ayrık değere yuvarlayan bir fonksiyondur.

Önceki hızın etkisi ve yüklü parçacığa tesir eden toplam kuvvet sırasıyla  $k_v$  ve  $k_a$  değerleriyle denetlenmektedir. Erken iterasyonlarda aşırı arama, keşif yeteneğini arttırsa da, işlem kabiliyetini arttırmak adına ilerki aşamalarda bu değer kademeli olarak düşürülmelidir.  $k_a$  etkiyen kuvvetler ile bağlantılı bir parametre olduğu için işletme özelliğinin denetlenme parametresi görevini de görmektedir. Bu nedenle, doğrusal artan bir fonksiyon seçmek, algoritmanın performansını arttırabilmektedir.

Ayrıca yüklü parçacığın önceki hızının doğrultusu, parçacığa etki eden toplam kuvvetle aynı yönlü olmak zorunda da değildir. Bu da hız katsayısı  $k_v$  'nin keşif işlemini kontrol ettiğini göstermektedir. Bu nedenle doğrusal azalan bir fonksiyon bu katsayı için seçilebilir. Şekil 4.12' de YP'nin yeni pozisyonuna hareketi gösterilmiştir.



Şekil 4.12 YP'nin yeni pozisyonuna hareketi [11]

Adım 4: Güncelleme işlemi. Eğer yeni bir yüklü parçacık izin verilen arama uzayında ortaya çıkarsa, uyumsal arama tabanlı çözüm yaklaşımı kullanılarak pozisyonu doğrulanabilir. Bu mekanizmaya göre, değişken sınırları ihlal eden çözüm vektörünün herhangi bir bileşeni YH (yük hafızası) tarafından yenilenebilir veya

olası değer aralığından rastgele olarak seçilebilir. Bu mekanizma sadece uygun çözüm uzayında pratik çözüm olabilecek yüklü parçacıklar için kullanılmaktadır. Buna ek olarak, eğer bazı yeni yüklü parçacık vektörleri, YH'deki en kötülerinden daha iyi ise, hafızadaki en kötüleri de içinde ihtiva ediyor olacaktır.

Adım 5: Sonlandırma kriteri denetimi. İkinci ve dördüncü adımlar sonlandırma kriteri sağlanana kadar tekrar edilir.

### **Yüklü sistem arama algoritmasının kuralları:**

Kural 1: YSA popülasyon tabanlı bir algoritmadır. Bir başka deyişle, herbir iterasyonda belli sayıdaki etkenler alan taramasında kullanılmaktadırlar ve herbir etkenin yük büyüklüğü veya yüklü parçacık ve iki yüklü parçacık arasındaki mesafe tarif edilmiştir.

Kural 2: Arama uzayındaki her parçacığın başlangıç pozisyonu rastgele şekilde belirlenmiş olup, yüklü parçacıkların başlangıç hızları sıfır olarak alınmıştır.

Kural 3: İki yüklü parçacık arasındaki elektriksel kuvvet çekici olarak kabul edilmiştir.

Kural 4: Her iyi yüklü parçacık kötü olanları çekmektedirler ve sadece bazı kötü yüklü parçacıklar olasılıksal fonksiyona göre iyi olanları çekmektedir.

Kural 5: Yüklü parçacığa etkiyen toplam elektriksel kuvvet denklem kullanılarak hesaplanmaktadır.

Kural 6: Yüklü parçacıkların yeni pozisyon ve hızları denklemler kullanılarak bulunmaktadır.

Kural 7: YSA algoritması en iyi yüklü parçacık vektörünü nesnel fonksiyon değerlerine göre kaydeden YH kullanmaktadır.

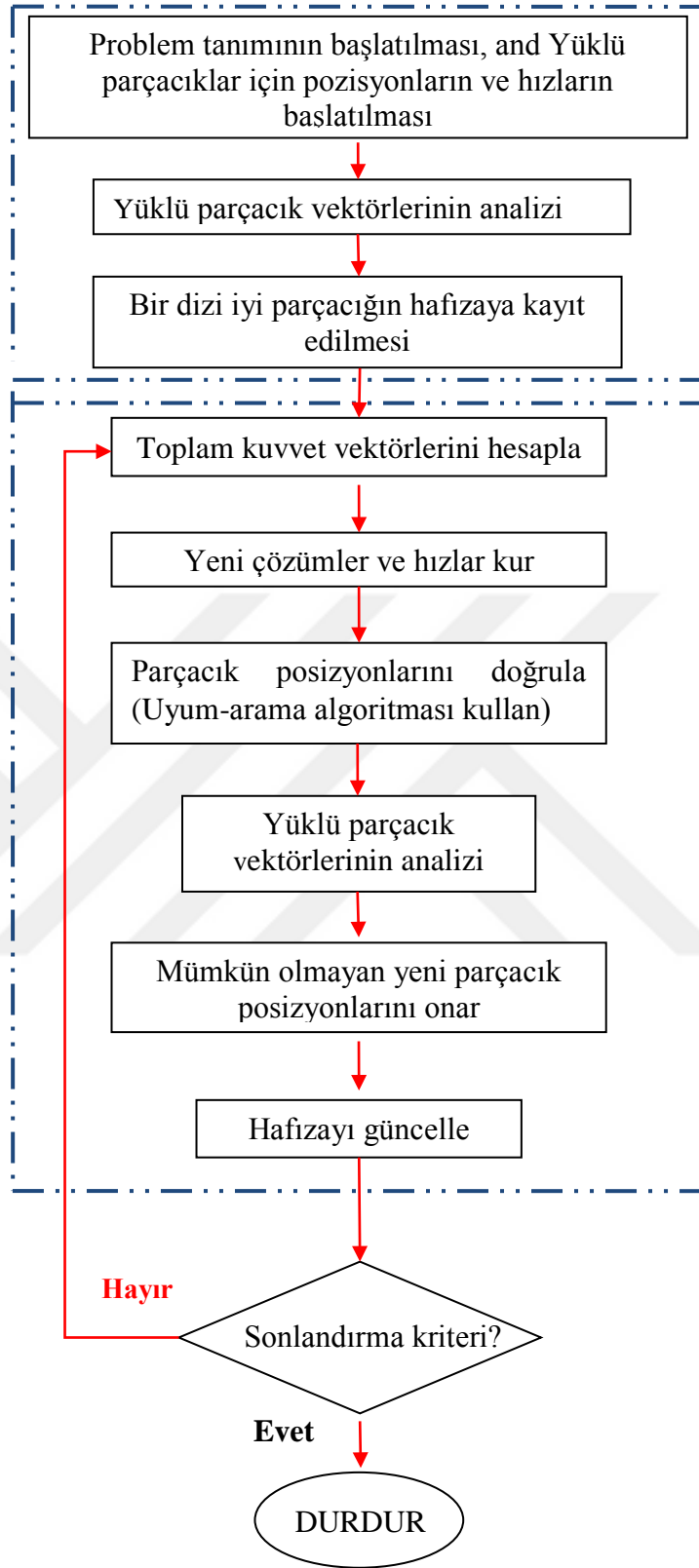
Kural 8: Değişken limitlerini ihlal eden etkenler uyum arama tabanlı algoritmalar kullanılarak yenilenmektedir.



Kural 9: Sonlandırma kriteri aşağıdaki koşullardan biri sağlandığında gerçekleşmektedir:

- Yüklü parçacıklar arasındaki maksimum mesafe: Bu mesafe daha önceden belirlenmiş bir mesafeden az olmalıdır veya,
- Maksimum iterasyon sayısı: eniyileme işlemi belirli sabit bir iterasyon sayısından sonra sonlandırılmaktadır.

Üç esas kavram; otomatik adaptasyon, işbirliği adımı, yarışma adımı bu algorithmada göz önünde tutulmuştur. İyi yüklü parçacığa doğru yönelme otomatik adaptasyon adımını gerçekleştirmektedir (Kural 4). Yüklü parçacıkların her bir parçacık üzerine etki eden toplam kuvveti belirlemek için yardımlaşması, yardımlaşma adımını mümkün kılmaktadır (Kanun 5) ve kötü olana göre iyi parçacıklara büyük kuvvetlerin üretilmesi ve iyi parçacıkların yük hafızasına kayıt edilmesi yarışma adımını sağlamaktadır (Kanun 7). YSA algoritmasının akış şeması şekil 4.13' de gösterilmektedir.



Şekil 4.13 YSA algoritmasının akış şeması

#### 4.6. Nelder-Mead Lokal Arama Metodu

Lokal arama yöntemleri, optimizasyon yöntemlerinin lokal bir optimum değere ulaştıktan (takıldıktan) sonra global optimum için daha fazla arama yapamamasından kaynaklanan eksikliğini gidermeye çalışan algoritmalarıdır. Bu yöntemin kullanılması, daha önce yapılan çalışmalarda, hibridleştirildiği algoritmaların performansına çok önemli katkılarda bulunmasından ve yakınsama hızını önemli oranda artırmasından kaynaklanmaktadır.

Nelder ve Mead [37] tarafından geliştirilen birkaç değişken fonksiyonun yerel minimum noktasını bulmak için kullanılan bir yöntemdir. Bu yöntemde iki değişken için bir üçgen oluşturur ve bu üçgenin köşe noktalarındaki fonksiyon değerlerini karşılaştırılır.  $f(x,y)$  değerinin en büyük olduğu yer olan tepe değeri reddedilir ve yeni bir tepe değeri tayin edilir. Böylece yeni bir üçgen oluşturulur ve araştırmaya devam edilir.

Köşe noktadaki fonksiyon değerinin küçülmesini sağlayan değerleri bulabilmek için, süreç farklı şekiller alabilecek olan bir üçgenler dizisi meydana getirir. Üçgenin boyutları küçültülür ve minimum noktaların koordinatları bulunur. Nelder-Mead metodunda dört adet skaler parametre tanımlanması gerekir. Bunlar:

1. yansıma katsayısı ( $\rho$ ),
2. genişleme ( $\chi$ ),
3. daralma ( $\gamma$ ) ve
4. büzülmedir ( $\sigma$ ).

Nelder-Mead tarafından bu parametreler 4.49 denklemdeki gibi tanımlanmıştır;

$$\rho > 0, \chi > 1, 0 < \gamma < 1 \text{ ve } 0 < \sigma < 1 \quad (4.49)$$

Yaygın olarak bu parametreler 4.50 denklemdeki gibi seçilmektedir;

$$\rho = 1, \chi = 2, \gamma = 1/2, \sigma = 1/2 \quad (4.50)$$

k. iterasyon başladığında  $n+1$  adet uç nokta boyunca bozulmamış bir  $\Delta_k$  oluşturulur. Bu,  $X_1^{(k)}, \dots, X_{n+1}^{(k+1)}$ , şeklinde k. iterasyon sonunda sıralandırılır.

$$f_1^{(k)} \leq f_2^{(k)} \leq \dots \leq f_{n+1}^{(k)} \quad (4.51)$$

Burada  $f_i^{(k)} = f(x_i^{(k)})$  dır.

k. iterasyon bir sonraki iterasyon için ( $\Delta_{k+1} \neq \Delta_k$ ) farklı olarak tanımlanan n+1 adet uç noktası takımı üretir. Bu işlemdeki amaç, f fonksiyonunun minimum değerini bulmaktır.  $x_1^{(k)}$ , en iyi uç veya nokta,  $x_{n+1}^{(k)}$ , en kötü nokta ve  $x_n^{(k)}$  ise bir sonraki en kötü nokta olarak adlandırılır. Benzer şekilde  $f_{n+1}^{(k)}$ , en kötü fonksiyon değeridir. Nelder-Mead algoritması aşağıdaki adımlardan oluşur:

### Sıralama

Bağ-kırılma kanunu kullanılarak n+1 adet uç için fonksiyonun değerleri  $f_{(x_1)} \leq f_{(x_2)} \leq \dots \leq f_{(x_{n+1})}$ , şeklinde sıralanır.

### Yansıma

Yansıma noktası  $x_r$ , 4.52 formülü ile hesaplanır.

$$x_r = \bar{x} + \rho(\bar{x} - x_{n+1}) = (1+\rho)\bar{x} - \rho x_{n+1} \quad (4.52)$$

Burada  $\bar{x}$ , 4.53 formülü ile ifade edilir:

$$\bar{x} = \sum_{i=1}^n x_i / n \quad (4.53)$$

yani en iyi noktaların merkezidir. Eğer  $f \leq f_r < f_n$  ise yansıma noktası  $x_r$  istenilen değerdedir ve iterasyon sona erdirilir.

### Genişleme

Eğer  $f_r < f_1$  ise genişleme noktası  $x_e$  hesaplanır.

$$x_e = \bar{x} + \chi(x_r - \bar{x}) = \bar{x} + \rho\chi(\bar{x} - x_{n+1}) = (1+\rho\chi)\bar{x} - \rho\chi x_{n+1} \quad (4.54)$$

Eğer  $f_r \geq f_n$  ise  $x_e$  genişleme noktası istenilen değerdedir ve iterasyon sona erdirilir.

### Küçülme

Eğer  $f_r \geq f_n$  ise  $\bar{x}$  ile  $x_{n+1}$  ve  $x_r$  'in daha iyi olanı arasında bir küçülme işlemi yapmak gerekir.

### Dış küçülme

Eğer  $f_n \leq f_r < f_{n+1}$  ise dış küçülme gerçekleştirilir. Bu işlem için  $x_e$  büzülme noktası 4.55 formülü ile hesaplanır:

$$x_e = \bar{x} + \chi(x_r - \bar{x}) = \bar{x} + \gamma\rho(\bar{x} - x_{n+1}) = (1 + \rho\gamma)\bar{x} - \rho\gamma x_{n+1} \quad (4.55)$$

Eğer  $f_c \leq f_r$  ise  $x_c$  'nin değeri uygun değeri kabul edilir ve iterasyon sona erer. Bir başka ifade ile büzülme işlemine geçilir.

### İç küçülme

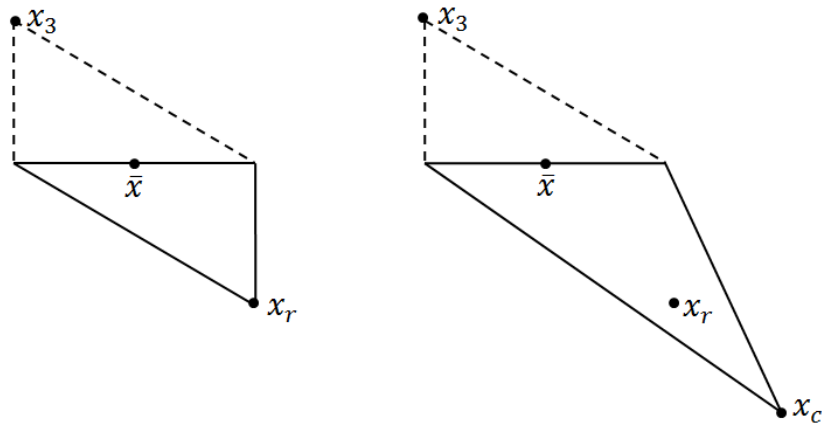
Eğer  $f_r \geq f_{n+1}$  ise iç küçülme yapılmalıdır. Bu amaçla  $x_{cc}$  hesaplanır.

$$x_{cc} = \bar{x} - \gamma(\bar{x} - x_{n+1}) = (1 - \gamma)\bar{x} + \gamma x_{n+1} \quad (4.56)$$

Eğer  $f_{cc} < f_{n+1}$  ise iterasyon sona erdirilir ve büzülme işlemine geçilir.

### Büzülme

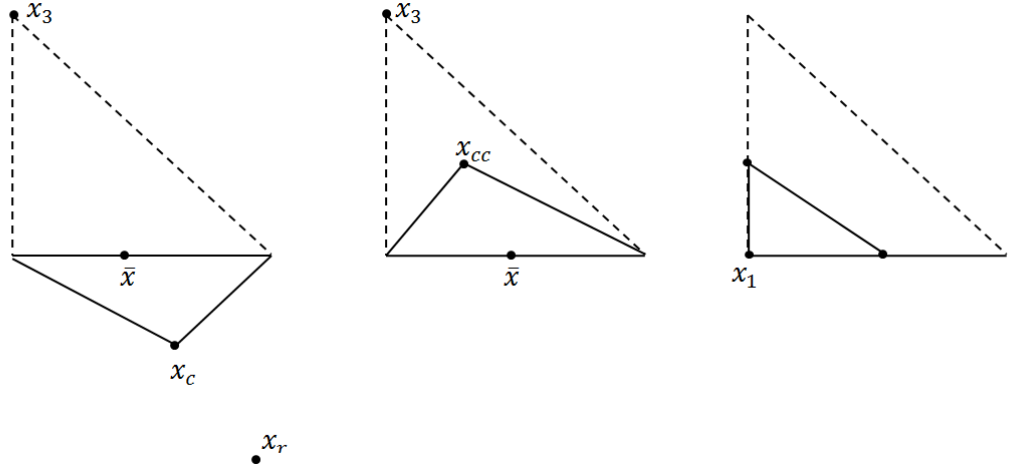
Büzülme işlemi için n adet noktada ( $v_i = x_1 + \sigma(x_i - x_1)$ ,  $i=2, \dots, n+1$ ) f fonksiyonunun değeri hesaplanır. Bir sonraki iterasyonda simpleksin uç noktaları  $v_1, v_2, \dots, v_{n+1}$  'den oluşur. Standart katsayılar kullanılarak ( $\rho = 1$ ,  $\chi = 2$ ,  $\gamma = 0.5$  ve  $\sigma = 0.5$ ) iki boyutlu üçgen bir için yansıma, genişleme, küçülme ve büzülmenin etkileri Şekil 4.14 ve 4.15' de görülmektedir.



Şekil 4.14 Yansıma ve genişleme adımından sonra Nelder-Mead simpleksleri

Şekillerden büzülme işlemi hariç yeni bir uç noktanın daima  $\bar{x}$  ile  $x_{n+1}$  'i birleştiren doğru üzerinde uzandığına dikkat etmek gerekir. Dahası standart katsayılar ile bir

genişleme veya küçülme işleminde üçgenin göze çarpan bir değişime uğradığı görülmektedir. Nelder-Mead fonksiyon değerlerinin eşit olduğu durumlarda noktaların nasıl sıralanacağı açıklanmamıştır. Bu durumda  $f(x_1^{(k+1)}) \leq f(x_2^{(k+1)}) \leq \dots \leq f(x_{n+1}^{(k+1)})$  ilişkisi ile yeni uç noktayı belirleyen bir sonraki bağ-kırılma kuralları uygulanır.



**Şekil 4.15** Dış küçülme, iç küçülme ve büzülmeden sonra Nelder-Mead simpleksleri

## 5.GELİŞTİRİLEN OPTİMİZASYON YÖNTEMİNİN TEST PROBLEMLERİNE UYGULANMASI

Literatürde değişik test (benchmark) problemleri geliştirilmiştir. Bu problemlerin amacı geliştirilen yeni optimizasyon yöntemlerinin global optimuma ulaşma hızını ve doğruluğu test etmektir. Bu projede geliştirilen YSA algoritmasının doğruluğunu göstermek için literatürde yeni geliştirilen optimizasyon algoritmalarının doğrulanmasında yaygın bir şekilde kullanılan üç test problemi kullanılmıştır.

### 5.1. Tek Amaçlı Test Problemi (g01)

Minimize edilecek amaç fonksiyonu :

$$f(x)=5 \sum_{i=1}^4 x_i - 5 \sum_{i=1}^4 x_i^2 - 5 \sum_{i=5}^{13} x_i \quad (5.1)$$

Kısıt fonksiyonları:

$$g_1(x)=2x_1+2x_2+x_{10}+x_{11}-10 \leq 0 \quad (5.2)$$

$$g_2(x)=2x_1+2x_3+x_{10}+x_{12}-10 \leq 0 \quad (5.3)$$

$$g_3(x)=2x_2+2x_3+x_{11}+x_{12}-10 \leq 0 \quad (5.4)$$

$$g_4(x)=-8x_1+x_{10} \leq 0 \quad (5.5)$$

$$g_5(x)=-8x_2+x_{11} \leq 0 \quad (5.6)$$

$$g_6(x)=-8x_3+x_{12} \leq 0 \quad (5.7)$$

$$g_7(x)=-2x_4-x_5+x_{10} \leq 0 \quad (5.8)$$

$$g_8(x)=-2x_6-x_7+x_{11} \leq 0 \quad (5.9)$$

$$g_9(x)=-2x_8-x_9+x_{12} \leq 0 \quad (5.10)$$

Tasarım değişkenleri:

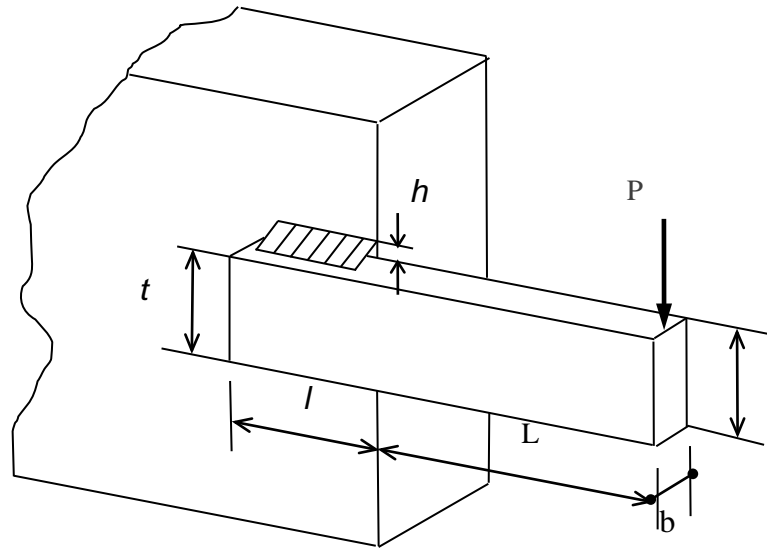
$$0 \leq x_i \leq 1 \quad (i=1,\dots,9), \quad 0 \leq x_i \leq 100 \quad (i=10,11,12) \quad \text{ve} \quad 0 \leq x_{13} \leq 1$$

**Çizelge 5.1** Birinci test problemi (g01) için en iyi sonuçlar

YÖNTEM	En iyi	Ort.	Kötü	Std. Sapma	FDS
Önerilen Yöntem	-15	-15	-15	0	120,000
Montes ve Coello [45]	-15	-15	-15	0	240,000
Montes ve ark. [46]	-15	-15	-15	0	225,000
Venkatraman ve Yen [47]	-	-	-	0.8514	50.000
Farmani ve Wright [48]	-15	-15	-15	0	1,400,00
Runarsson ve Yao[49]	-15	-15	-15	0	350.000
Hamida ve Schoenauer [50]	-15	-14.84	NA	NA	1,500,00
Koziel ve Michalewicz [51]	-	-	-	NA	1,000,00

## 5.2. Kaynaklı –Kiriş Optimizasyon Problemi

Kaynaklı kiriş tasarım optimizasyonu, farklı optimizasyon yöntemlerini test etmek için kullanılan test problemlerinden (benchmark) biridir. Bu tez kapsamında optimizasyon problemlerini çözmek için geliştirilen melez yüklü sistem arama algoritması-Nelder Mead lokal arama metodu bu benchmark problemi kullanılarak performansı test edilmiştir.



**Şekil 5.1** Kaynaklı kiriş probleminin tasarım parametreleri

Bu optimizasyon probleminde amaç, kayma gerilmesi ( $t$ ), eğilme gerilmesi ( $s$ ), burkulma yükü ( $P_c$ ) ve eğilme ( $d$ ) kısıtları altında kaynaklı kiriş üretim maliyetini minimum tutmaktır. Kiriş 35,56 cm uzunluğundadır ve ucuna 2,72 kg yük



uygulanmaktadır [39,40]. Tasarım değişkenleri, kaynak kalınlığı  $h(x_1)$ , kaynak uzunluğu  $l(x_2)$ , kirişin derinliği  $t(x_3)$  ve kiriş enidir  $b(x_4)$ . Kaynaklı kiriş problemine ait matematiksel model aşağıda tanımlanmıştır;

Amaç fonksiyonu:

$$f_1(x) = 1.10471x_1^2x_2 + 0.04811x_3x_4(14.0 + x_2) \quad (5.11)$$

Kısıtlar:

$$g_1(x) = \tau_{\max} - \tau(x) \geq 0 \quad (5.12)$$

$$g_2(x) = \sigma_{\max} - \sigma(x) \geq 0 \quad (5.13)$$

$$g_3(x) = x_4 - x_1 \geq 0 \quad (5.14)$$

$$g_4(x) = P_c(x) - P \geq 0 \quad (5.15)$$

$$g_5(x) = \delta_{\max} - \delta(x) \geq 0 \quad (5.16)$$

$$g_6(x) = x_1 - 0.125 \geq 0 \quad (5.17)$$

$$g_7(x) = 5 - 1.10471x_1^2x_2 + 0.04811x_3x_4(14.0 + x_2) \geq 0 \quad (5.18)$$

Kaynak gerilmesi  $\tau(x)$ ,  $\tau'$  ve  $\tau''$  olmak üzere iki bileşenden oluşmaktadır.  $\tau'$  birincil gerilme,  $\tau''$  ise ikincil burulma gerilmesidir.  $\tau(x)$  aşağıdaki 5.19 denklemi kullanılarak hesaplanır;

$$\tau(x) = \sqrt{(\tau')^2 + \tau'' \cdot \tau' \frac{x_2}{2R} + (\tau'')^2} \quad (5.19)$$

Kiriş eğilme gerilmesi  $\sigma(x)$  aşağıda verilen 5.20 denklemi ile elde edilir;

$$\sigma(x) = \frac{6PL}{x_4x_3^2} \quad (5.20)$$

Kiriş burkulma yükü  $P_c(x)$  ise denklem 5.21 ile bulunabilir;

$$P_c(x) = \frac{4.013 E \sqrt{\frac{x_3^2 x_4^6}{36}}}{L^2} \left(1 - \frac{x^3}{2L} \sqrt{\frac{E}{4G}}\right) \quad (5.21)$$

Kiriş yerdeğişimi  $\delta(x)$  aşağıda verilen 5.22 denklemi ile elde edilir;

$$\delta(x) = \frac{4PL^3}{Ex_3^3x_4} \quad (5.22)$$

Dört tasarım değişkeni amaç fonksiyonu ve yedi kısıt fonksiyonunu tanımlamak için kullanılır. Tasarım değişkenleri  $h(x_1)$ ,  $l(x_2)$ ,  $t(x_3)$ , ve  $b(x_4)$  dir. Amaç  $f_1(x)$  maliyetini kısıtlara bağlı verilen yükleme şartları altında minimize etmektir. Eğilme gerilmesi, burkulma yüklemesi ve kaynak gerilmesi  $\sigma(x)$ ,  $P_c(x)$ , ve  $\tau(x)$  ile tanımlanmıştır. Yükleme ve gerilme değerleri  $P = 2,72 \text{ kg}$ ,  $\tau_{\max} = 93,77 \text{ MPa}$  ve  $\sigma_{\max} = 206,85 \text{ MPa}$  olarak verilmiştir.

**Çizelge 5.2** Kaynaklı kiriş tasarım problemi optimizasyonunda kullanılan farklı metodların sonuçları

Tasarım değişkeni	Önerilen yöntem	YSA [11]	Karaboğ a ve ark. [31]	Huang ve ark.[40]	He ve ark. [41]	Siddall [39]
$x_1$	0.205730	0.205820	N.A	0.203137	0.202369	0.2444
$x_2$	3.470489	3.468109	N.A	3.542998	3.544214	6.2189
$x_3$	9.036624	9.038024	N.A	9.033498	9.048210	8.2915
$x_4$	0.205730	0.205723	N.A	0.206179	0.205723	0.2444
$g_1(x)$	0.000000	-	N.A	-44.5785	-12.8397	-5743.50
$g_2(x)$	-0.000002	-	N.A	-44.6635	-1.24746	-4.01520
$g_3(x)$	0.000000	-	N.A	-0.00304	-0.00149	0.00000
$g_4(x)$	-3.432984	-	N.A	-3.42372	-3.42934	-3490.46
$g_5(x)$	-0.080730	-	N.A	-0.07813	-0.07938	-0.23424
$g_6(x)$	-0.235540	-	N.A	-0.23555	-0.23553	-0.11940
$g_7(x)$	0.000000	-	N.A	-38.0282	-11.6813	-3.02256
$f(x)$	1.724866	1.724866	1.72	1.73346	1.72802	2.38154

Kaynaklı kiriş tasarım probleminin optimizasyonu için 20000 iterasyon yapılmıştır. Kaynaklı kiriş tasarım problemine ait bahsedilen yöntemler ile elde edilen en iyi sonuçlar çizelge 5.2' de ve bunların istatistiksel gösterimi çizelge 5.3' de verilmiştir.

**Çizelge 5.3** Kaynaklı giriş problemi çözümünde kullanılan farklı metodlara ait istatistiksel sonuçlar

Optimizasyon yöntemleri	En iyi	Ortalama	Standart sapma	Fonksiyon değerlendirme sayısı
Önerilen yöntem	1.724866	1.733215	0.00041	20.000
YSA [11]	1.724866	1.739654	0.008064	40.000
Karaboga ve ark.[31]	1.724852	1.741913	0.03100	30.000
Huang ve ark.[40]	1.733461	1.768158	0.022194	240000
He ve ark.[41]	1.728024	1.748831	0.012926	200000
Coello ve Montes[42]	1.728226	1.7926	0.074713	80.000
Siddall [39]	2.3815433	N/A	N/A	N/A

## 6. GELİŞTİRİLEN OPTİMİZASYON YÖNTEMİNİN TAŞIT ELEMANLARININ OPTİMUM TASARIMINA UYGULANMASI

### 6.1. Geliştirilen Yöntemin Temel Yapısı ve İşlem Adımları

Bu çalışma, mevcut salıncak kolu parçasının yorulma analizleri ANSYS Workbench yazılımı ile yapılarak yorulma davranışının belirlenmesinin ardından radyal temelli fonksiyonlar meta-modelleme tekniği kullanılarak matematiksel olarak modellenmesinin ardından melez YSA algoritması ve Nelder-Mead arama algoritması bütünlük bir yapıda kullanarak yeni bir salıncak kolu tasarlanmasını kapsamaktadır. Tez çalışması kapsamında, salıncak kolu optimum tasarımına meta-modelleme tekniklerinin (radyal temelli fonksiyonlar) yüklü sistem arama algoritması ve Nelder-Mead lokal arama metodu melezinin nasıl uygulanacağını daha açık ve anlaşılır kılabilmek için aşağıda örnek bir salıncak kolu modeli üzerinde uygulaması anlatılmıştır. Tez kapsamında uygulanan optimum tasarım sürecine ait akış diyagramı şekil 6.1’ de verilmiştir.

Adım 1: Mevcut salıncak kolu parçasına göre daha hafif ve çalışma şartlarındaki gereksinimleri karşılayacak yorulma ömrüne sahip yeni bir salıncak kolunun optimum tasarım sürecinde ilk aşama optimizasyonu yapılacak salıncak kolunun üç boyutlu tasarım modelinin belirlenmesi ve bu modele ait tasarım değişkenlerinin tanımlanmasıdır. Şekil 6.1’ de verilen ilk adımı olarak kendi modellediğimiz örnek salıncak koluna ait toplam beş tasarım değişkeninin alt ve üst limitleri denklem 6.3’ de verildiği gibi belirlenmiştir. Tasarım değişkenleri ve bunların alt ve üst limitlerinin belirlenmesinden sonraki aşama optimizasyon problemini ve probleme ait amaç ve kısıt fonksiyonlarını tanımlamaktır.

Tez kapsamında salıncak kolunun optimum tasarımı için radyal temelli fonksiyonlar meta-modelleme tekniği ve melez yüklü sistem arama algoritması ve Nelder-Mead lokal arama algoritması ile yapılacak optimizasyon çalışması, mevcut salıncak kolu parçasına göre daha hafif ve çalışma gereksinimini sağlayacak yorulma ömrüne sahip salıncak kolu tasarlanmasını hedeflenmiştir. Bir başka ifade ile yapılacak optimizasyon çalışmasında amaç fonksiyonu, salıncak kolu parçasının ağırlığının

minimizasyonudur. Yukarıdaki örnek dikkate alınarak salıncak kolu optimizasyon problemi için matematiksel model aşağıdaki gibi yazılabilir:

Amaç fonksiyonu:

$$f(x) = f(x_1, x_2, \dots, x_9) \text{ (Minimum ağırlık)} \quad (6.1)$$

Kısıt fonksiyonları :

$$g(x) = g_1(x_1, x_2, \dots, x_9) \geq \text{İzin verilen yorulma ömrü değeri;} \quad (6.2)$$

Tasarım değişkenleri alt ve üst limitleri:

$$16 < x_1 < 40, 14 < x_2 < 42, 16 < x_3 < 52, 12 < x_4 < 32, 2 < x_5 < 50 \quad (6.3)$$

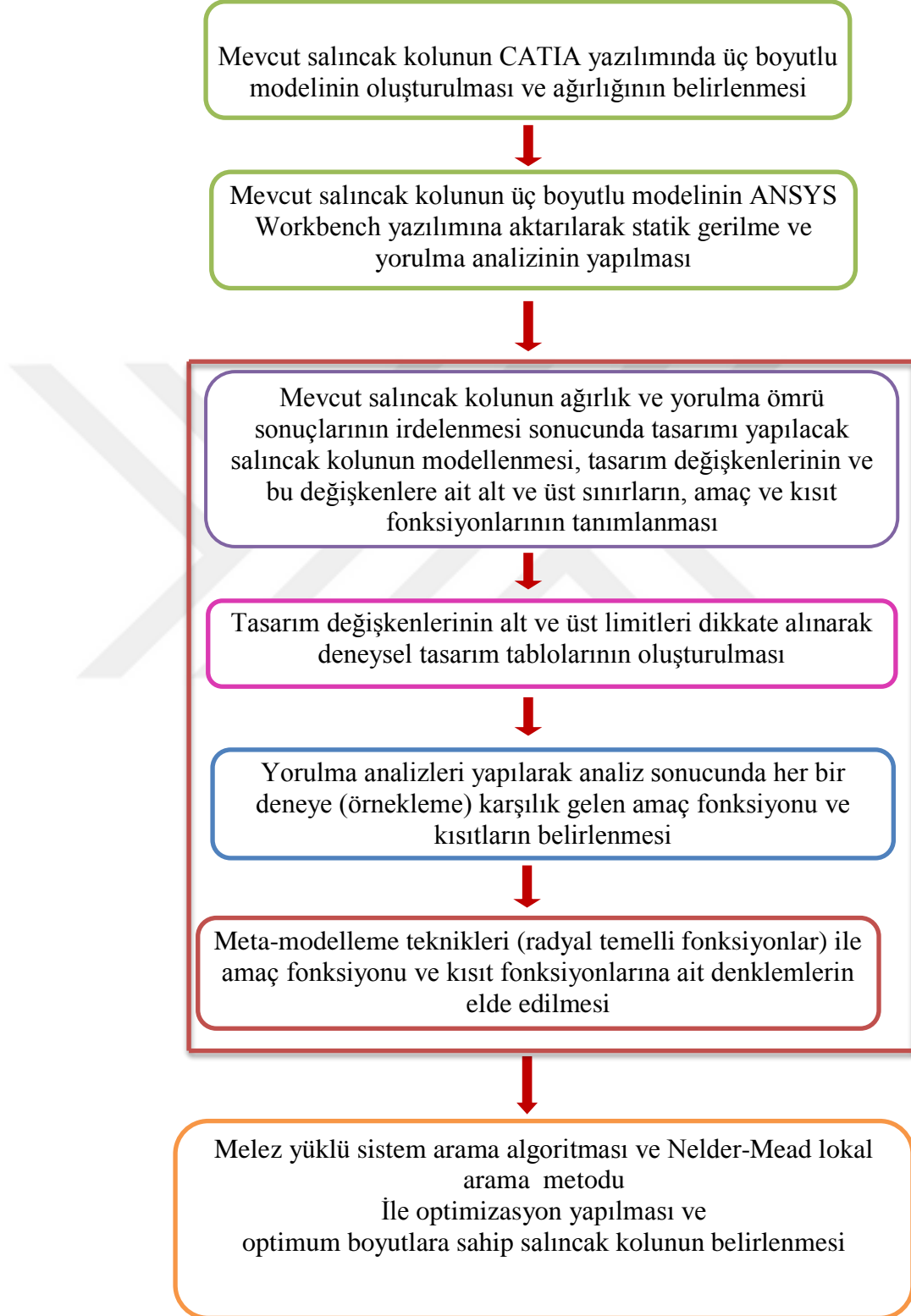
Birinci adımda son olarak yukarıda verilen (6.1) ve (6.2) denklemleri ile amaç ve kısıt fonksiyonları tanımlanmıştır.

Adım 2: İkinci adımda, tez kapsamında kullanılan radyal temelli fonksiyonlar meta-modelleme tekniği ile amaç fonksiyonu ve kısıt fonksiyonlarına ait optimizasyon çalışmasında kullanılan denklemlerin elde edilmesi için deneysel tasarım tablosu, tasarım değişkenlerinin alt ve üst limitleri dikkate alınması ile Latin hiperküp örnekleme kullanılarak oluşturulmuştur.

Adım 3: Üçüncü adımda, ikinci adımda belirlenen deney sayısı kadar salıncak kolu modeli oluşturularak yorulma analizleri ve her bir model (tasarım) için amaç fonksiyonu değeri olan ağırlık değeri ve bu tasarım için yorulma ömrü değeri bulunarak tablo oluşturulmuştur.

Adım 4: Dördüncü adımda, radyal temelli fonksiyonlar ile optimizasyon çalışmasında kullanılacak amaç fonksiyonu ve kısıt fonksiyonlarına ait matematiksel denklemler elde edilmiştir.

Adım 5: Denklem (6.1), (6.2) ve (6.3)' den oluşan optimizasyon problemine ait matematiksel model ile geliştirilen yöntem kullanılarak optimizasyon çalışması yapılmış, minimum ağırlıkta ve belirtilen sınır yorulma çevrim sayısı değerinden daha fazla yorulma ömrüne sahip bir salıncak kolunun optimum boyutları belirlenmiştir



Şekil 6.1 Taşıt parçalarının geliştirilen yöntem ile optimum tasarımı süreci

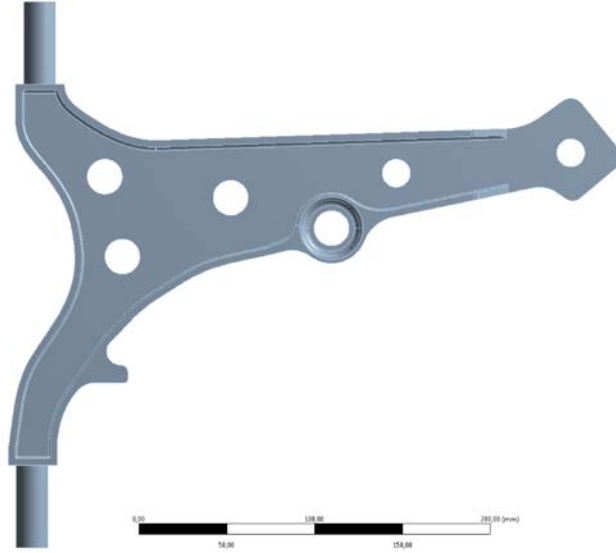
## **6.2. Taşıt Parçasının Sonlu Elemanlar Analizi**

Otomotiv sektöründe ürünlerin ar-ge faaliyetleri sürecinde tasarlanıp imal edilmesinin ardından çeşitli testlere tabi tutulması hem zaman kaybına sebep olmakta, hem de ürün maliyetlerini artırmaktadır. Elde edilen prototiplerin her biri için yorulma testleri yapılması ürün geliştirme sürecini ekonomik açıdan zora sokmaktadır. Artık modern ürün tasarım yaklaşımlarına göre piyasada bulunan sonlu elemanlar yöntemi kullanan ticari yazılımlar ile yorulma analizi yapılarak parçanın optimum şekli belirlenmekte ve fiziksel test nihai ürün aşamasında yapılarak zamandan ve ürün maliyetinde tasarrufa gidilmektedir.

Bu tez kapsamında piyasada mevcut olan binek bir aracın süspansiyon sisteminde yer alan salıncak koluna ait statik gerilme ve yorulma analizleri yapılmıştır. Parçanın üç boyutlu modelleme safhası Catia V5R19 ortamında gerçekleştirilerek .igs formatında kaydedilmiştir. Salıncak kolu modelinin statik gerilme ve yorulma analizinde ise ANSYS Workbench ticari yazılımından faydalanılmıştır.

### **6.2.1. Parçanın katı modelinin oluşturulması**

Catia programında modellenen salıncak kolu ‘igs’ uzantısı şeklinde kaydedilir. Model  $2,4525e+005$  mm<sup>3</sup> hacminde 2,118 kg ağırlığındadır. Daha sonra statik analiz için ‘Ansys Workbench’ programına ‘import’ komutu ile aktarılır. Modellenen salıncak kolunun katı modeli şekil 6.2’de gösterilmektedir.



**Şekil 6.2** Modellenen salıncak kolu parçası

### **6.2.2. Parçanın sonlu elemanlar ağ yapısı**

Parçanın modellendiği gibi tek bir katı parça halinde programa aktarılması sağlandıktan sonra 'Mesh' işlemine geçilir. Elemanlara ayırma işleminde sonucun hassasiyeti göz önünde bulundurularak uygun eleman boyutu olarak 1 mm seçilmiştir. Eleman tipi olarak program tetrahedron, hex dominant, multizone, sweep seçeneklerini sunmaktadır. Eleman tipi otomatik olarak seçilmiştir. Şekil 6.3' de gösterilen mesh işlemi yapılmış parça 285052 düğüm ve 162999 eleman sayısına sahiptir.





**Şekil 6.3** Salıncak kolunun çözümleme modeli mesh yapısı

### **6.2.3. Malzeme özellikleri**

Taşıtların süspansiyon sistemlerinde bulunan salıncak kolu fonksiyonu gereği, mukavemet, enerji absorbe etme, yorulma direnci açısından beklentileri karşılayabilecek özelliklere sahip bir malzemeden imal edilmelidir. Seri üretimi olmayan özel araçlarda titanyum ve magnezyum kullanılmakta olup malzeme birim fiyatı ve üretim maliyeti yüksektir. Bugünlerde süspansiyon sistemi elemanlarında plastik kullanımı da söz konusudur. Gerekli dayanım koşullarını sağladığı sürece kütle kazanımı oldukça fazladır. Alüminyum alaşımları ise hafifliğinin yanında çeliklere yakın mukavemet değerleriyle askı sistemlerinde kullanılan diğer malzemelerden biridir. Bu malzemelerden araştırmalarda öne çıkan ise yüksek akma dayanımı ve maliyeti değerlendirildiğinde çeliktir. Salıncak kolu malzemesi olarak yapı çeliği seçilmiştir. Bu malzemeye ait özellikler çizelge 6.1’ de verilmiştir.

**Çizelge 6.1** Yapı çeliğinin temel malzeme özellikleri

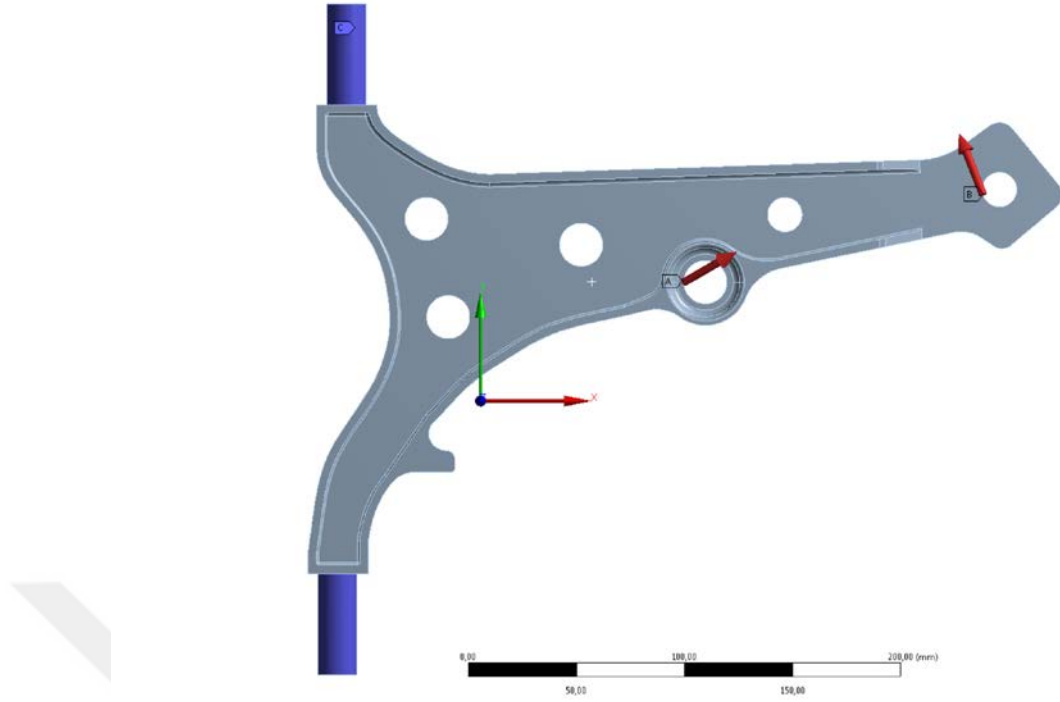
Malzeme	Young Modülü (MPa)	Poisson Oranı	Akma Dayanımı (MPa)	Kopma Dayanımı (MPa)
Yapı çeliği	200000	0,3	250	460

#### 6.2.4. Sınır şartları ve diğer parametreler

Salıncak kolu analizindeki bir sonraki aşama yol koşulları göz önünde bulundurularak parçanın bağlantı noktalarına etki eden yüklerin tespit edilmesidir. Salıncak parçasının yapısal analizi için parçaya uygulanan yük ve sabitleme yerleri tanımlanır. Parçaya ait sınır şartları şekil 6.4’ de gösterilmektedir. Salıncak kolunun alt ve üst burçlarından x, y ve z eksenlerinde dönme ve ötelemeye izin vermeyecek şekilde yataklanmıştır. Tekerlekler hareket ederken salıncak kolunun öne ve arkaya olan hareketi burçlarla desteklenen bağlantı noktaları tarafından absorbe edilir. Örnek bir araç için salıncak kolu çalışma şartlarında çizelge 6.2’ de verilen yüklere maruz kalmaktadır ve rotül bağlantısına uygulanan kuvvet aracın ilerleme yönündedir.

**Çizelge 6.2** Parçaya etkiyen kuvvet dağılımı

Komponentler	Kuvvetler	
	Yalpa çubuğu bağlantısı	Rotül bağlantısı
X Bileşeni	545, N	-370, N
Y Bileşeni	315, N	943, N
Z Bileşeni	284, N	-185, N



**Şekil 6.4** Salıncak koluna ait sınır şartlarının model üzerinde gösterimi

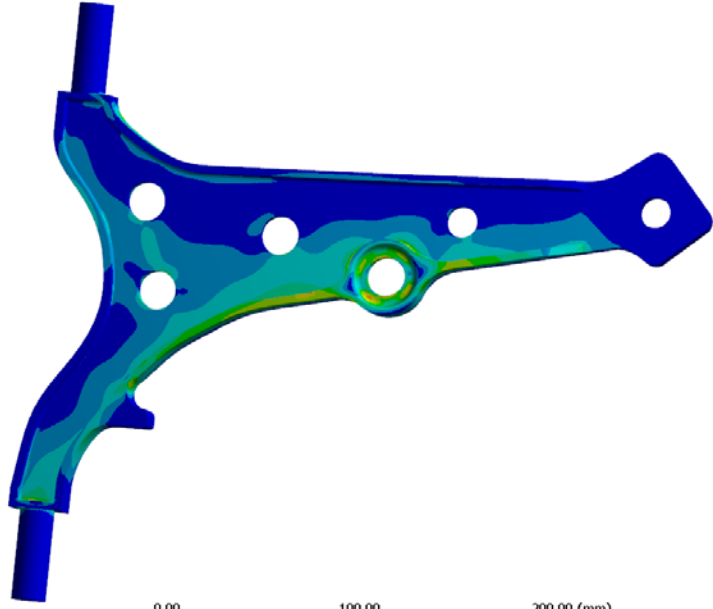
Yorulma analizinde ise gerilme-ömür yaklaşımı kullanılmıştır. Yükleme biçimi olarak program kütüphanesinde mevcut olan historydata klasöründen suspension.dat isimli veri paketi seçilmiştir. Bu yükleme biçiminde parça yol verilerinden elde edilen değişken genlikli yüklerle yorulmaya maruz kalmaktadır.

#### **6.2.5. Parçanın statik analizi**

Yorulma analizinden önce salıncak kolu üzerindeki gerilme dağılımını belirlemek amacıyla statik gerilme analizi yapılmıştır. Sınır şartları ve yükler verildikten sonra Ansys Workbench programı ile çözüm sonucu elde edilen gerilme dağılımı şekil 6.5’ de görülmektedir. Şekil 6.6 ’de salıncak kolu üzerinde oluşan maksimum toplam deformasyon dağılımı görülmektedir. Modellenen parçaya çizelge 6.2’ deki kuvvetlerin statik olarak uygulanması sonucu elde edilen Von-mises eşdeğer gerilme dağılımı şekil 6.5’ de gösterilmekte olup maksimum 90,99 MPa değerini almaktadır ve yalpa çubuğu bağlantı deliği etrafında yoğunlaşmaktadır. Buna karşılık seçilen malzememizin akma mukavemet değeri 250 MPa dır. Maksimum gerilme değerinin akma mukavemet değerinin altında kaldığı görülmektedir. En fazla deformasyon şekil 6.6’ da görüldüğü üzere 0,87179 mm değeri ile rotill bağlantı noktasına yakın bir bölgede oluşmaktadır.

A: başlangıç model  
Equivalent Stress  
Type: Equivalent (von Mises) Stress  
Unit: MPa  
Time: 1  
26.04.2016 02:36

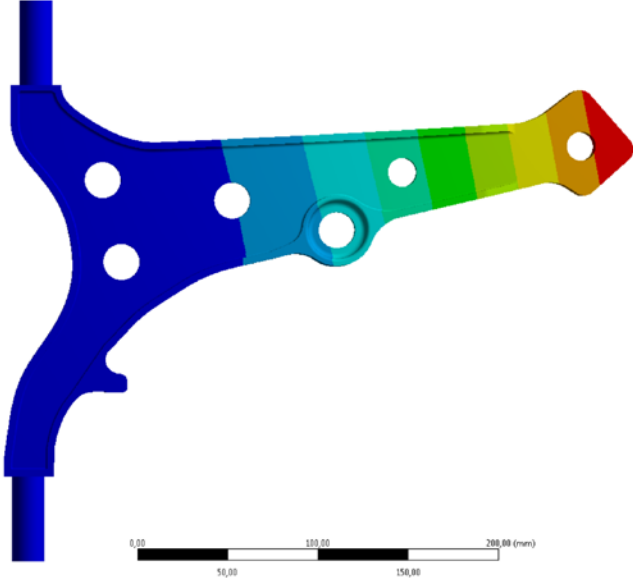
90,99 Max  
80,88  
70,77  
60,66  
50,55  
40,44  
30,331  
20,221  
10,111  
0,0008839 Min



Şekil 6.5 Yapılan analiz sonucu salıncak kolunda oluşan eşdeğer gerilme

A: başlangıç model  
Total Deformation  
Type: Total Deformation  
Unit: mm  
Time: 1  
14.06.2016 03:31

0,07179 Max  
0,77493  
0,67006  
0,5812  
0,48423  
0,38746  
0,2904  
0,19373  
0,096866  
0 Min



Şekil 6.6 Salıncak kolu toplam deformasyon analiz sonucu

### 6.2.6. Parçanın yorulma analizi

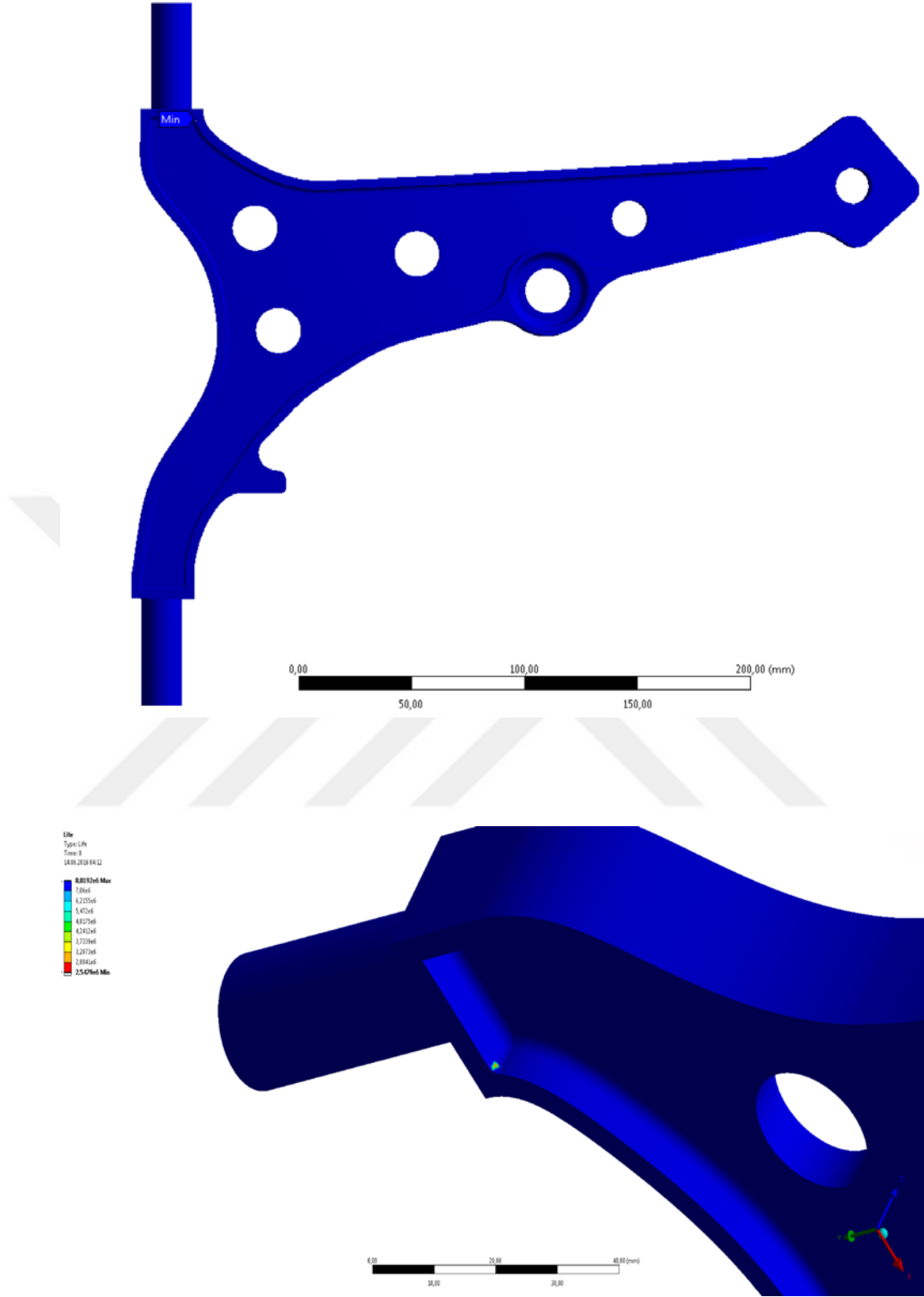
Yorulma analizinde de salıncak kolu üzerindeki kuvvet ve bağlama noktaları gerilme analizindeki gibi uygulanır. Yorulma analizi sonuçlarına göre parçanın ömür değerleri şekil 6.7 'de görülebilmektedir.

Yorulma analizi sonucunda elde edilen ömür değeri min 2,5479E6 çevrimle üst burcun gövdeye bağlantı kısmında ortaya çıkmıştır. Modellenen mevcut parça için yorulma analizi sonucunda bulunan en küçük ömür değeri çelikler için sınır ömür değeri kabul edilen  $10^6$  değerinin üstünde olduğu için bu çalışma şartlarında parçanın yorulma hasarına maruz kalmadan çalışmaya devam edeceği kabul edilmektedir. Bundan sonraki aşama bu ilk model üzerinden hareketle çelik sınır mukavemet değeri  $10^6$  çevrim sayısının altında kalmayacak şekilde yorulma davranışı sergileyebilecek salıncak kolu parçasını optimum olarak tasarlamaktır.

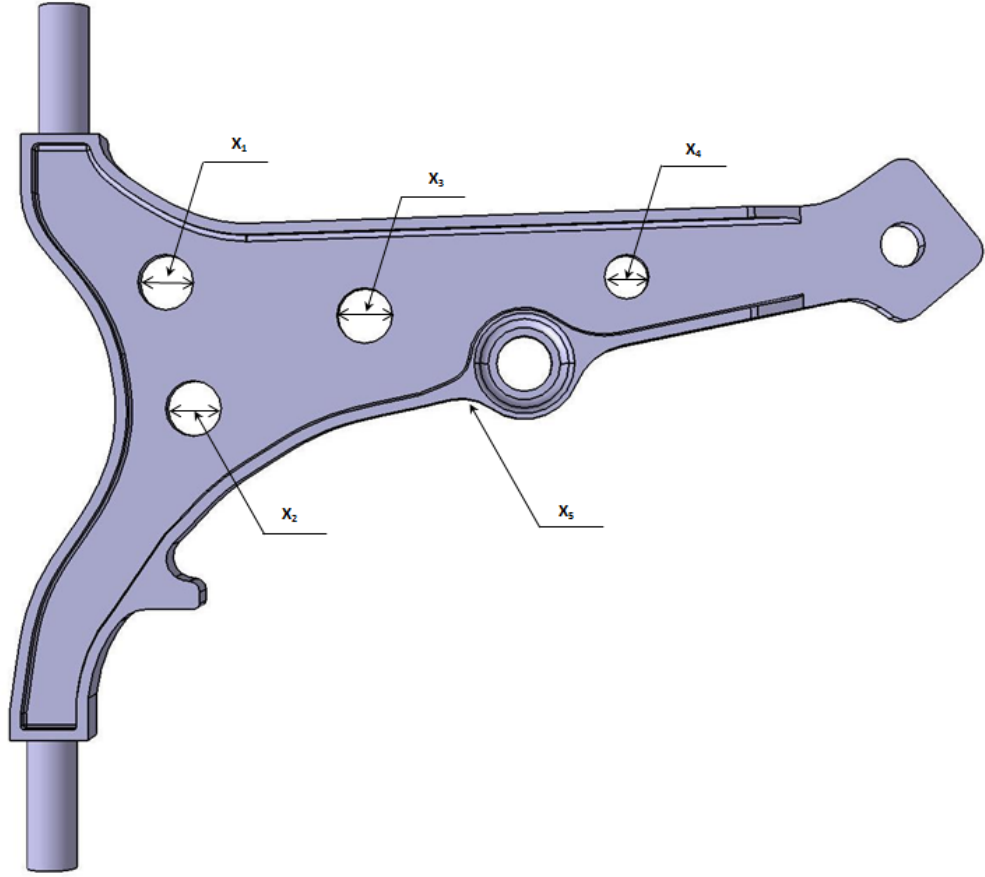
### **6.3. Taşıt Parçasının Optimizasyonu**

Modellenen mevcut salıncak kolu geometrisinde statik yükleme ve yorulma davranışını göz önünde bulundurarak, derlenen optimizasyon yazılımı ile tasarım eniyileme çalışması yapılmıştır. Burada optimizasyon işlemindeki amacımız yorulma kırılmasına maruz kalmadan üzerine gelen tekrarlı yükleri karşılayabilecek daha hafif bir salıncak kolu tasarımıdır.

Salıncak koluna ait şekil 6.8' de verilen tasarım değişkenleri tanımlandıktan sonra bu değişkenlerin alt ve üst sınırları çizelge 6.3' deki gibi belirlenmiştir. Buradaki tasarım değişkenleri aşağıdaki şekilde gösterilen salıncak kolu modelinin ortasında içi boşaltılan deliklerin yarıçapları ( $x_1, x_2, x_3, x_4$ ) ve yalpa bağlantı kolunun dışında kalan kısmın 'radius'udur ( $x_5$ ). Belirlenen alt ve üst sınırlardaki tasarım değişkenlerine ait iki modele ait analiz çıktıları çizelge 6.4' de mevcuttur.



Şekil 6.7 Yorulma analizi sonucu elde edilen maksimum ve minimum ömür değerleri



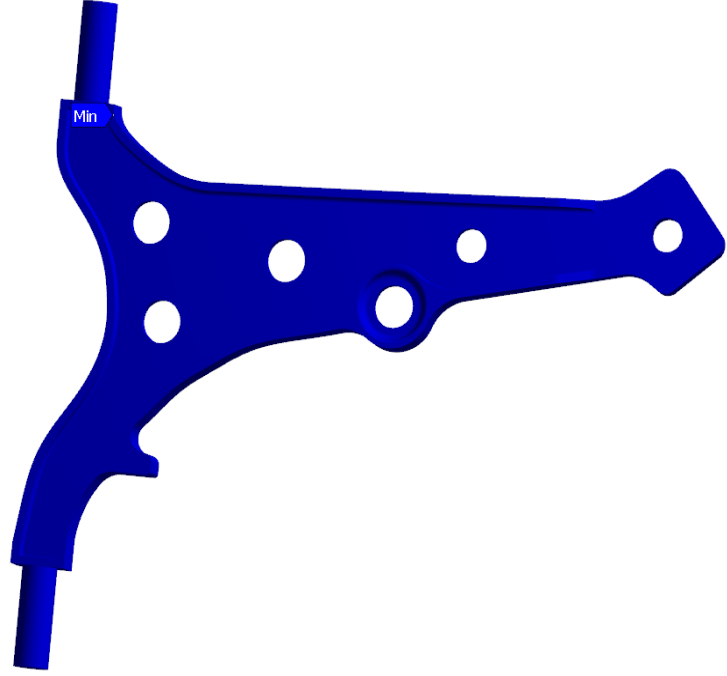
Şekil 6.8 Salıncak kolu tasarım değişkenleri

Çizelge 6.3 Salıncak koluna ait tasarım değişkenleri başlangıç, alt ve üst sınır değerleri

Tasarım değişkeni (mm)	Başlangıç	Alt	Üst
$X_1$	20	16	40
$X_2$	20	14	42
$X_3$	20	16	52
$X_4$	16	12	32
$X_5$	18	2	50

**A: başlangıç model**  
Life  
Type: Life  
Time: 0  
26.04.2016 02:38

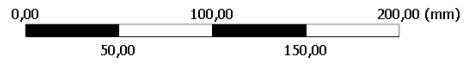
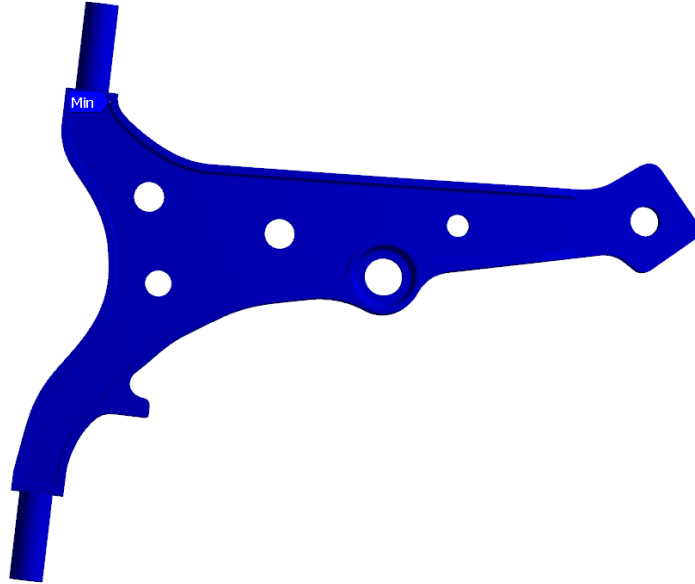
**8,0192e6 Max**  
7,06e6  
6,2155e6  
5,472e6  
4,8175e6  
4,2412e6  
3,7339e6  
3,2873e6  
2,8941e6  
**2,5479e6 Min**



Şekil 6.9 Salıncak kolu başlangıç modelinin yorulma analizi

**B: alt-88-3,994e6**  
Life  
Type: Life  
Time: 0  
26.04.2016 02:49

**8,0192e6 Max**  
7,4215e6  
6,8685e6  
6,3566e6  
5,8829e6  
5,4444e6  
5,0387e6  
4,6631e6  
4,3156e6  
**3,994e6 Min**

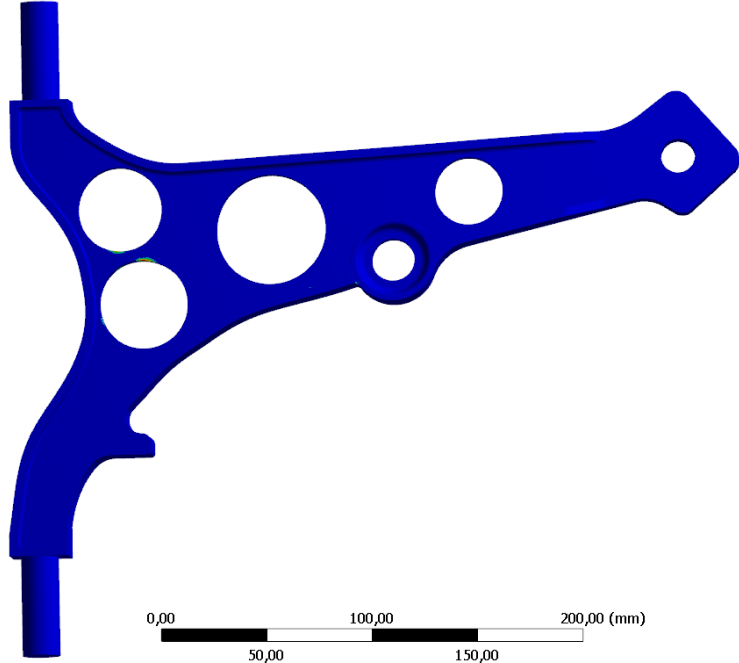


Şekil 6.10 Salıncak kolu alt değişken değerlerine ait modelin yorulma analizi



C: üst-134-32791  
Life  
Type: Life  
Time: 0  
26.04.2016 02:51

8,0192e6 Max  
4,3453e6  
2,3545e6  
1,2758e6  
6,913e5  
3,7459e5  
2,0297e5  
1,0998e5  
59594  
32291 Min



Şekil 6.11 Salıncak kolu üst değişken değerlerine ait modelin yorulma analizi

Çizelge 6.4 Salıncak kolu problemi alt üst ve başlangıç değerlerine ait analiz çıktıları

	Başlangıç	Alt	Üst
<b>Gerilme</b>	90,99	88,814	134,76
<b>Ömür</b>	2,548e6	3,994e6	32291
<b>Ağırlık</b>	2,118	2,150	1,873

Modellenen salıncak kolunun optimizasyonu için amaç fonksiyonu olarak kütle minimizasyonu ve kısıt fonksiyonu olarak yorulma ömür değerinin seçilen malzemeye ait çevrim sayısının altına inmemesi istenmiştir. Bu tez çalışmasında salıncak kolu modeline ait 5 değişken için belirlenen alt ve üst sınırlar kullanılarak oluşturulmak istenen 50 LHÖ noktası ek-1’de verilen matlab yazılımıyla elde edilmiştir. Elde edilen çizelge 6.5’ de ilk sütun deney numaralarına ait olup her deney için Latin hiperküp örnekleme yöntemiyle elde edilen  $x_1, x_2, x_3, x_4, x_5$  değerleri kullanılarak 50 adet analiz yapılmıştır. Salıncak koluna ait 5 değişkenin kombinasyonunu içeren 50 deney (Ansys analizi) ve çıktıları çizelge 6.5’ de verilmektedir.

**Çizelge 6.5** Salıncak kolu problemi için elde edilen gerilme, ömür ve ağırlık değerleri

Deney no	x <sub>1</sub>	x <sub>2</sub>	x <sub>3</sub>	x <sub>4</sub>	x <sub>5</sub>	Gerilme (Mpa)	Ömür (Çevrim )	Ağırlık (kg)
1	32,92	24,40	18,08	14,57	21,61	91,00	2,55E+06	2,089
2	39,01	14,52	19,87	25,00	20,51	93,20	1,45E+06	2,064
3	34,75	21,58	29,12	24,44	41,67	94,21	1,09E+06	2,051
4	22,48	16,85	38,21	20,99	5,24	90,64	2,76E+06	2,063
5	38,45	22,12	28,87	18,71	8,20	93,09	1,49E+06	2,044
6	38,06	19,31	24,12	14,86	9,12	89,38	3,60E+06	2,067
7	19,42	38,74	43,02	26,01	22,19	91,19	2,43E+06	1,992
8	33,44	23,81	20,66	22,03	25,45	105,5	3,21E+05	2,071
9	36,71	15,68	34,55	29,93	45,39	97,49	7,73E+05	2,027
10	16,26	28,12	26,52	30,86	43,33	95,12	8,79E+05	2,069
11	34,44	32,36	42,58	22,54	14,47	91,71	2,14E+06	1,983
12	39,62	20,34	37,14	26,91	43,01	93,97	1,17E+06	2,010
13	35,58	23,49	36,34	16,31	46,17	93,52	1,32E+06	2,040
14	32,20	20,87	26,00	28,56	10,97	89,95	3,21E+06	2,052
15	27,14	29,42	28,03	12,00	26,84	95,77	8,48E+05	2,078
16	20,09	40,74	51,16	24,30	32,28	112,2	1,33E+05	1,957
17	21,84	24,90	32,43	15,73	40,76	93,07	1,50E+06	2,082
18	30,86	31,65	23,86	14,11	34,09	91,23	2,40E+06	2,067
19	39,26	40,21	19,21	31,37	27,46	118,5	8,81E+04	1,989
20	24,96	33,52	35,75	29,42	7,39	90,06	3,14E+06	2,012
21	23,01	38,53	51,66	12,42	44,57	92,27	1,86E+06	1,977
22	21,58	15,61	23,12	20,72	39,40	94,57	9,81E+05	2,113
23	24,09	28,94	16,03	13,45	24,84	92,78	1,62E+06	2,103
24	28,10	34,22	31,44	13,73	20,05	103,5	4,50E+05	2,046
25	31,23	27,87	33,44	25,54	18,13	94,49	1,00E+06	2,029
26	17,66	37,32	34,83	28,34	15,94	95,32	8,69E+05	2,020
27	19,32	19,99	44,29	18,33	36,51	90,44	2,89E+06	2,052
28	25,23	25,75	50,51	23,77	10,10	91,09	2,49E+06	1,990
29	17,95	26,03	33,00	16,93	23,70	89,59	3,45E+06	2,080

30	17,22	26,88	46,31	22,00	36,61	89,54	3,48E+06	2,073
31	30,18	35,10	47,07	20,40	32,97	89,47	3,54E+06	1,978
32	26,50	33,78	48,06	21,50	3,93	94,58	9,76E+05	1,980
33	32,63	29,75	46,04	30,35	39,45	94,40	1,03E+06	1,982
34	36,01	22,71	40,61	30,61	48,60	107,89	2,23E+05	1,997
35	37,44	18,93	43,90	16,50	29,54	89,61	3,44E+06	2,013
36	29,78	26,79	18,62	31,65	13,38	97,75	7,62E+05	2,053
37	28,90	40,94	24,80	15,38	30,90	101,87	5,27E+05	2,039
38	20,80	15,00	40,09	12,82	2,58	106,28	2,88E+05	2,074
39	26,81	32,67	45,44	25,63	6,09	92,45	1,77E+06	1,985
40	36,46	39,21	38,90	17,71	18,78	95,57	8,57E+05	1,979
41	24,50	17,39	21,44	19,19	3,57	102,77	4,85E+05	2,104
42	20,81	36,63	27,39	19,57	11,63	93,87	1,20E+06	2,055
43	23,65	36,27	17,25	27,73	17,29	97,24	7,83E+05	2,054
44	18,72	37,55	41,78	19,85	14,55	96,10	8,33E+05	2,013
45	34,03	16,56	30,10	26,48	30,32	92,18	1,90E+06	2,053
46	16,50	41,88	30,96	23,37	28,85	93,87	1,20E+06	2,031
47	25,83	18,12	48,47	17,49	49,07	90,33	2,96E+06	2,029
48	27,64	30,26	39,15	23,00	34,83	107,67	2,31E+05	2,023
49	29,05	31,17	22,21	27,42	38,00	92,28	1,85E+06	2,053
50	31,41	35,34	49,30	29,14	47,62	94,83	9,08E+05	1,949

## 7. SONUÇ ve ÖNERİLER

Yapılan bu tez çalışması ile melez yüklü sistem arama (YSA) algoritması ve Nelder-Mead arama algoritmasının taşıt parçasının yorulma tabanlı optimum tasarımı çalışmalarına uygulanması ile mevcut parçanın çalışma şartları altında yorulma hasarına uğramadan ağırlığı azaltılarak geometrisi yeniden tasarlanmıştır. Önerilen bu yaklaşım taşıt süspansiyon sisteminin parçası olan salıncak kolunun yorulma davranışı göz önünde bulundurularak parçanın tasarım optimizasyonunda kullanılmıştır.

Salıncak kolunun optimum tasarımı sürecinde yeni geliştirilen bir optimizasyon yöntemi olan YSA algoritması Nelder-Mead lokal arama metodu ile melezleştirilerek literatürde ilk defa ürün geliştirme çalışmalarına uygulanmıştır. Bu çalışmada optimizasyonda kullanılan tasarım uzayını örneklemek için Latin hiperküp örnekleme yöntemi (LHÖ) kullanılarak toplamda 50 analiz yapılmıştır. Parçanın ağırlığı ve yorulma ömrü her analiz için hesaplanmıştır. Salıncak kolunun gerilme tabanlı optimizasyonu için problem aşağıdaki denklemlerle formülize edilmiştir:

$$\text{Min } F(x)=f_1(x) \quad (7.1)$$

$$g(x)=f_2(x)<120 \text{ Mpa} \quad (7.2)$$

$$x_i^{\text{alt}} \leq x_i \leq x_i^{\text{üst}}, \quad i=1 \quad (7.3)$$

Burada  $f_1$  amaç fonksiyonu ağırlığı ifade etmektedir ve minimizasyonu istenmiştir.  $f_2$  fonksiyonu gerilme değeri olup 120 Mpa ile kısıtlanmıştır. Salıncak kolunun yorulma tabanlı optimizasyonu için ise problem aşağıdaki denklemlerle ifade edilmiştir:

$$\text{Min } F(x)=f_1(x) \quad (7.4)$$

$$g(x)=f_3(x)>1e6 \quad (7.5)$$

$$x_i^{\text{alt}} \leq x_i \leq x_i^{\text{üst}}, \quad i=1 \quad (7.6)$$

$f_1$  amaç fonksiyonu burada yine parçanın ağırlığını ifade etmekte olup minimizasyonu hedeflenmiştir. Kısıt fonksiyonu  $f_3$  ise parçanın yorulma ömür değeridir ve 1000000 (bir milyon) çevrim sayısının üstünde kalması istenmiştir.

Amaç ve kısıt fonksiyonları için model radyal temelli fonksiyonlar (RBF) ile oluşturulmuştur. Geliştirilen melez YSA algoritması-Nelder Mead lokal arama

algoritması ile optimizasyon işlemi yapılmıştır. Salıncak kolunun gerilme ve tabanlı optimizasyonu sonucunda elde edilen değerler çizelge 7.1’de ve çizelge 7.2’de verilmektedir. Yorulma tabanlı optimizasyon sonucunda optimum parçanın ağırlığı 1,9336 kg, yorulma ömrü çevrim sayısı ise 2,269e+006 olarak bulunmuştur. Gerilme tabanlı optimizasyon sonucunda ise bu değerler parça ağırlığı için 1,9075 kg, gerilme değeri için ise 106,74 MPa olarak bulunmuştur.

**Çizelge 7.1** Salıncak kolu gerilme tabanlı optimizasyon problemi çıktıları

	Ağırlık (kg)	Gerilme (MPa)	Yorulma Ömrü (Çevrim)
Başlangıç Tasarımı	2,1180	90,99	2,548e6
Yüklü Sistem-Nelder Mead Lokal Arama Algoritması	1,9075	106,74	1,121e6

**Çizelge 7.2** Salıncak kolu yorulma tabanlı optimizasyon problemi çıktıları

	Ağırlık (kg)	Yorulma Ömrü (Çevrim)	Gerilme (MPa)
Başlangıç Tasarımı	2,1180	2,548e6	90,99
Yüklü Sistem-Nelder Mead Lokal Arama Algoritması	1,9336	2,295e6	96,47

İzin verilen yorulma ömrü kısıtı altında bu parçanın önerilen optimizasyon yöntemiyle yeniden tasarımında ağırlık başlangıçtaki modele nazaran % 8,7 azaltılmıştır. Yine çalışma şartları altında parçada oluşan gerilme kısıtı altında önerilen optimizasyon yöntemiyle elde edilen optimum parçanın ağırlığı başlangıç modeline göre % 9,3 azalmıştır. Bu algoritma ile yapılan yorulma ve gerilme bazlı optimizasyonun her ikisi için de verilen kısıtlar altında başlangıçtaki modele nazaran daha hafif yeni bir salıncak kolu modeli ortaya konulmuştur. Önerilen yeni algoritmanın salıncak kolu yapısal tasarım optimizasyon probleminin çözümü için etkinliği kanıtlanmıştır.

## KAYNAKLAR

- [1] Taylor D., Bologna P. And Knani K.B., Prediction of Fatigue Failure Location on A Component Using A Critical Distance Method, *International Journal of Fatigue*, **2000**, 22, 9, 735–742.
- [2] Ertaş H., Fazıl A., Sonmez O., Design Optimization of Spot-Welded Plates for Maximum Fatigue Life, *Finite Elements in Analysis and Design*, **2011**, 47, 413–423.
- [3] Kutlak H., Uygur İ., Ticari Araç Sac Salıncak Düzeninin Sonlu Elemanlar Metodu İle Yorulma Analizi, *Düzce Üniversitesi Bilim ve Teknoloji Dergisi*, **2014**, 2, 235–250.
- [4] Lee D.C., Lee J. I., Structural Optimization Concept for the Design of An Aluminium Control Arm, *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering*, **2003**, 217, 8 647-656.
- [5] Al-Asady N.A., Abdullah S., Arrifin A.K., Rahman M.M. and Beden S.M., Improving the Automotive Lower Suspension Arm Durability Using Finite Element Analysis, Engineering Mathematics Group, Universiti Kebangsaan, Malaysia, 2008.
- [6] Krishna R., Murali M., Anderson S.V., Shape Optimization Application in Upper Control Arm Design, Dana CORP., *Society of Automotive Engineers, Inc.*, Warrendale, USA, **2000**, 01, 3445.
- [7] Krishna R., Murali M., Design of an Upper-Control Arm Using Shape Optimization, Dana CORP., *Society of Automotive Engineers*, Warrendale, USA, **2001**, 01, 2711.
- [8] Ellywood R., Jones T. B. and Fourlaris G., Evaluating Fatigue Performance of Down Gauge High Strength Steel Suspension Arm, *Materials Science and Technology*, **2003**, 19, 8, 1017-1024.
- [9] Nadot Y., Denier V., Fatigue Failure of Suspension Arm: Experimental Analysis and Multiaxial Criterion, *Engineering Failure Analysis*, **2004**, 11, 4, 485–499.
- [10] Rahman M. M., Kadirgama K., Noor M. M., Rejab M. R. M., Kesula, S. A., Fatigue Life Prediction of Lower Suspension Arm Using Strain-Life Approach, *European Journal of Scientific Research*, **2009**, 30, 3, 437-450.
- [11] Kaveh A., Talatahari S., A Novel Heuristic Optimization Method: Charged system Search, *Acta Mechical*, **2010**, 213, 267–289.
- [12] Kaveh A., Talatahari S., Optimal Design of Skeletal Structures Via the Charged System Search Algorithm, *Structural and Multidisciplinary Optimization*, **2010**, 41, 893-911.
- [13] Kaveh A., Talatahari S., Charged System Search for Optimal Design of Frame Structures, *Applied Soft Computing*, **2012**, 12, 382-393.

- [14] Özyön S., Temurtaş H., Durmuş B. And Kuvat G., Charged System Search Algorithm for Emission Constrained Economic Power Dispatch Problem, *Energy*, **2012**, 46, 420-430.
- [15] Talatahari S., Sheikholeslami R., Shadfaran M. and Pourbaba M., Optimum Design of Gravity Retaining Walls Using Charged System Search Algorithm, *Mathematical Problems in Engineering*, **2012**, Article ID 301628.
- [16] Kaveh A., Talatahari S. And Farahmand A., Optimum Design of Composite Open Channels Using Charged System Search Algorithm, *IJST, Transactions of Civil Engineering*, **2012**, 36, C1, 67-77.
- [17] Sheikholeslamia R., Kaveh A., Tahershamsia A. And Talatahari S., Application of Charged System Search Algorithm to Water Distribution Networks Optimization, *Int. J. Optim. Civil Eng.*, **2014**, 4(1), 41-58.
- [18] Kaveh A., Shokohi F., Cost Optimization of Castellated Beams Using Charged System Search Algorithm, *Transactions of Civil Engineering*, **2014**, 38, C1, 235-249.
- [19] Dowling N. E., *Mechanical Behaviour Of Materials*, Third Edition, Pearson, 2007.
- [20] MSC. Fatigue Quickstart Guide, Introduction, Chapter 1, 2012.
- [21] Ridnour J. A., *Methodology for Evaluating Vehicle Fatigue Life and Durability*, *Doctorate of Philosophy*, University of Tennessee, Knoxville, 2003.
- [22] Callister W. D., Rethwisch D. G., *Materials Science and Engineering*, 8th Edition, Wiley, 2010.
- [23] Lee Y.L., Pan J., Hathaway, R. and Barkey M., *Fatigue Testing and Analysis*, Elsevier Inc. Chapter 7, 2005.
- [24] Stephens R.I., Fatemi, A., Stephens R.R. and Fuchs H.O., *Metal Fatigue in Engineering*, Second Edition, John Wiley & Sons, Inc., 2001.
- [25] Kreith F., *Mechanical Engineering Handbook*, CRC press LLC, 1999, 114-124.
- [26] *Engineering machine design, lecture notes, Lecture 10*, The University of Tennessee, Martin, Tennessee, USA, 2010.
- [27] Bannantine J., Corner, J., Handrock, J., *Fundamentals of Metal Fatigue*, 1990.
- [28] Arora J.S., *Introduction to Optimum Design*, McGraw-Hill, New York, 1989.
- [29] Öztürk F. ve Ark., Otomotiv Endüstrisinde Yüksek Mukavemetli Çeliklerin Kullanımının İncelenmesi, TMMOB Makina Mühendisleri Odası, *Mühendis ve Makine Dergisi*, **2009**, 50, 596, 44-49.
- [30] Holland H.J., *Adaptation in Natural and Artificial Systems*, an Introductory

Analysis with Application to Biology, Control and Artificial Intelligence, The University of Michigan Press, Ann Arbor, 1975.

[31] Karaboğa D., Baştürk B., A Powerful and Efficient Algorithm for Numerical Function Optimization: Artificial Bee Colony (ABC) algorithm, *Journal of global optimization*, **2007**, 39, 3, 459-471.

[32] Xu C., Duan H. and Liu F., Chaotic Artificial Bee Colony Approach to Uninhabited Combat Air Vehicle (UCAV) Path Planning, *Aerospace Science and Technology*, **2010**, 14, 8, 535-541.

[33] Kitayama S., Arakawa M. and Yamazaki K., Differential Evolution as the Global Optimization technique and its Application to Structural Optimization, *Applied Soft Computing*, **2011**, 11, 4, 3792-3803.

[34] Kurtaran H., Eskandarian A., Marzougui D. And Bedewi N., Crashworthiness Design Optimization Using Successive Response Surface Approximations, *Computational Mechanics*, **2002**, 29, 4-5, 409-421.

[35] Fang H., Rais-Rohani M., Liu Z. And Horstemeyer M.F., A Comparative Study of Meta-Modeling Methods for Multi Objective Crashworthiness Optimization, *Computers and Structures*, **2005**, 83, 25-26, 2121-2136.

[36] Tekdemir İ.G., *Güç Sistemlerinde Rüzgar Enerjisiyle Üretimin Küçük İşaret Kararlılığına Etkilerinin deterministik ve Olasılıksal Olarak İncelenmesi*, Yüksek Lisans tezi, İstanbul Teknik Üniversitesi, İstanbul, 2012.

[37] Nelder J.A. and Mead R., A simplex method for function minimization, *Computer Journal*, 1965, 7, 308–313.

[38] Iman R. L., Shortencarier M. J., FORTRAN 77 Program and User's Guide for the Generation of Latin Hypercube and Random Samples for Use With Computer Models, Sandia National Laboratories, CA, 1984.

[39] Siddall, J.N. , Analytical Design-Making in Engineering Design, Prentice-Hall, 1972.

[40] Huang F.Z., Wang L. and He Q., An Effective Co-Evolutionary Differential Evolution for Constrained Optimization, *Applied Math. and Computation*, **2007**, 186, 340–356.

[41] He Q. and Wang L., An Effective Co-Evolutionary Particle Swarm Optimization for Constrained Engineering Design Problems, *Eng. Appl. Artif. Intell.*, **2007**, 20, 89–99.

[42] Mahdavi M., Fesanghary M., Damangir E., An Improved Harmony Search Algorithm for Solving Optimization Problems, *Applied Mathematics and Computation*, **2007**, 188, 1567–1579.

[43] Coello C.A.C. and Montes E.M., Constraint-Handling in Genetic Algorithms



Through the Use of Dominance-Based Tournament Selection, *Advanced Engineering Informatics*, **2002**, 16, 3, 193-203.

[44] Coello C.A.C, Use of A Self-Adaptive Penalty Approach for Engineering Optimization Problems, *Computers in Industry*, **2000**, 41, 2, 113-127.

[45] Montes E.M. and Coello C.A.C., A Simple Multimembered Evolution Strategy to Solve Constrained Optimization Problems, *IEEE Transactions On Evolutionary Computation*, **2005**, 9, 1-17.

[46] Montes E.M., Coello C.A.C., and Becerra L., Engineering Optimization using a Simple Evolutionary Algorithm, Proceedings of the Fifteenth International Conference on Tools with Artificial Intelligence (ICTAI 03), IEEE Computer Society, Sacramento, California, **2003**, 149-156.

[47] Venkatraman S. and Yen G.G, IEEE A Generic Framework for Constrained Optimization Using Genetic Algorithms, *IEEE Transactions on Evolutionary Computation*, **2005**, 9, 4, 424-435.

[48] Farmani R. and Wright J., Self-adaptive Fitness Formulation for Constrained Optimization, *IEEE Trans. Evolutionary Computation*, **2003**, 7, 5, 445-455.

[49] Runarsson T.P. and Yao X., Stochastic Ranking for Constrained Evolutionary Optimization. *IEEE Transactions On Evolutionary Computation*, **2000**, 4, 3, 284-294.

[50] Hamida, S.B. and Schoenauer M., ASCHEA: New Results Using Adaptive Segregational Constraint Handling. Congress on Evolutionary Computation, Hawaii, USA, **2002**, 884-889.

[51] Koziel S. and Michalewicz Z, Evolutionary Algorithms, Homomorphous Mappings and Constrained Parameter Optimization, *Evolutionary Computation*, **1999**, 7, 1, 19-44.

# EKLER



## EK 1: Amaç ve Kısıt Fonksiyonları

```
function [fp,f,g]=Obj_function(x)

a=[16; 14; 16; 12; 2];
b=[40; 42; 52; 32; 50];
x=a+(b-a).*x;
x1=x(1);    x2=x(2);    x3=x(3);  x4=x(4);  x5=x(5);
x1=(x(1)-16)/(40-16);
x2=(x(2)-14)/(42-14);
x3=(x(3)-16)/(52-16);
x4=(x(4)-12)/(32-12);
x5=(x(5)-2)/(50-2);

%----- objective function -----
f=(0.020494)*((x1-0.713208609722).^2+(x2-0.361333709858).^2+(x3-
0.0575455740529).^2+(x4-0.130601972515).^2+(x5-
0.409217405558).^2)*log(0.0001*(sqrt((x1-0.713208609722).^2+(x2-
0.361333709858).^2+(x3-0.0575455740529).^2+(x4-0.130601972515).^2+(x5-
0.409217405558).^2)))+
+(-0.059819)*((x1-0.973692939683).^2+(x2-2.61926446328e-007).^2+(x3-
0.107814879603).^2+(x4-0.661758980495).^2+(x5-
0.385645074512).^2)*log(0.0001*(sqrt((x1-0.973692939683).^2+(x2-
2.61926446328e-007).^2+(x3-0.107814879603).^2+(x4-0.661758980495).^2+(x5-
0.385645074512).^2)))+
+(0.046864)*((x1-0.735342814173).^2+(x2-0.339452973987).^2+(x3-
0.130076029789).^2+(x4-0.510292407181).^2+(x5-
0.49200417528).^2)*log(0.0001*(sqrt((x1-0.735342814173).^2+(x2-
0.339452973987).^2+(x3-0.130076029789).^2+(x4-0.510292407181).^2+(x5-

%----- Constraint metamodels -----
f2=(3806927.0567)*((x1-0.713208609722).^2+(x2-0.361333709858).^2+(x3-
0.0575455740529).^2+(x4-0.130601972515).^2+(x5-
0.409217405558).^2)*log(0.0001*(sqrt((x1-0.713208609722).^2+(x2-
0.361333709858).^2+(x3-0.0575455740529).^2+(x4-0.130601972515).^2+(x5-
0.409217405558).^2)))+

%----- constraints formulation -----

g(1,1)= 1000000-f2;
%information_cycle=[f1 f2 f]
%Information_dv=[x(1) x(2) x(3) x(4) x(5) x(6) x(7)]
fp=fpenal01(f,g); %exterior penalty function
```

## ÖZGEÇMİŞ

### KİŞİSEL BİLGİLER

**Adı SOYADI** : Betül Sultan YILDIZ  
**Doğum Tarihi ve Yeri** : 20/09/1984, Adana  
**Yabancı Dili** : İngilizce  
**E-posta** : [betulsultan.yildiz@gmail.com](mailto:betulsultan.yildiz@gmail.com)

### ÖĞRENİM DURUMU

<b>Lisans</b>	Tekstil Mühendisliği	Uludağ Üniversitesi	2002-2006
<b>Yüksek Lisans</b>	Tekstil Mühendisliği	Uludağ Üniversitesi	2008-2010

### BİLİMSEL ÇALIŞMALARI

#### ▪ Makale

1.	Yıldız B.S., Lekesiz H., Fatigue-based structural optimisation of vehicle components, <i>Int. J. Vehicle Design</i> , 2016.
2.	Yıldız B.S., Lekesiz H., Yıldız A.R., Structural design of vehicle components using gravitational search and charged system search algorithms, <i>Materials Testing</i> , 58(1), 2016.

#### ▪ Bildiri

1.	Yıldız B.S., Lekesiz H., Yıldız A.R., Structural optimization using meta-heuristic algorithms in automotive industry, The 17th International Conference on Machine Design and Production, 2016, Bursa, Türkiye.
----	---